

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ -
TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Variantní řešení spojení nosníků pojezdové dráhy

Variant Design of a Crane - way Girder Joints

Student: Adam Bayer

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání bakalářské práce

Student: **Adam Bayer**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Variantní řešení spojení nosníků pojezdové dráhy**
Variant Design of a Crane-way Girder Joints

Zásady pro vypracování:

Zkontrolujte konstrukční řešení spojení nosníků pojezdové dráhy zakladače ZPH 1200.6 ArcelorMittal Ostrava, a.s. a zpracujte variantní řešení spojů. Proveďte nezbytné pevnostní výpočty a zpracujte výkresovou dokumentaci. Základní parametry vycházející z původního řešení:

- délka segmentu pojezdové dráhy (jmenovitá vzdálenost podpor nosníku) 6 m
- zatížení od pojezdu zakladače dle výrobce.

Seznam doporučené odborné literatury:

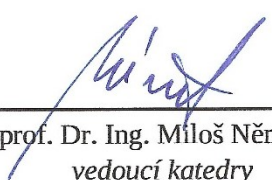
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
ArcelorMittal, a.s. Výkres č. Vv-210-3435 Zakladač ZPH 1200.6. 2/1966.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry





doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a konzultanta a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě18.5.2015.....

.....
.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18.5.2015

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adam Bayer

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Dobrá 147, Dobrá, 739 51

Anotace

BAYER, A. *Variantní řešení spojení nosníků pojezdové dráhy*. Ostrava: 2015. 51 s.

Bakalářská práce na VŠB - TUO, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů.

Vedoucí práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

V předkládané práci, kterou jsem vypracoval ve spolupráci s VŠB - TU Ostrava a společností ArcelorMittal Ostrava a.s. se věnuji možnostem spojení nosníku pojezdové dráhy pro shazovací vůz zakladače a jejich zajištění pro bezpečný a spolehlivý chod. Zařízení je provozováno v areálu ArcelorMittal Ostrava a.s. Hlavními částmi této práce jsou výpočty šroubového spojení včetně stanovení jejich bezpečnosti, možnosti pojištění těchto spojů, vyhodnocení a doporučení nejlepší varianty pojištění. V neposlední řadě jsou popsány také alternativy řešení spojení.

Klíčové slova: šroubové spojení, zakladač, pojezdová dráha, pojištění, pevnostní analýza, valivé tření, bezpečnost

Annotation

BAYER, A. *Variant Design of a Crane - way Girder Joints*. Ostrava: 2015. 51 p. Bachelor thesis on VŠB - TUO, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms. Thesis head: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

In the present thesis, which I developed in cooperation with VŠB - TU Ostrava and company ArcelorMittal Ostrava a.s., I describe variant design of a Crane- way Girder Joints. The device is operated in the area ArcelorMittal Ostrava a.s. The main part of this thesis are calculations of bolted connection, safety of bolt, insurance of connections, evaluation and recommendation of the best options insurance. Finally, I describe alternatives of connection.

Key words: bolted connection, stacker, crane- way, insurance, stress analysis, rolling friction, security

Poděkování

Mé poděkování směřuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Danielu Pišťáčkovi, Ph.D. a konzultantovi Ing. Pavlu Machalovi. Dále pak své rodině a všem, kteří mě ve studiu na vysoké škole podporují.

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Jednotka	Název
A_y	[N]	- reakce v místě A
E	[MPa]	- modul pružnosti v tahu
F_k	[N]	- kolová síla
F_M	[N]	- síla vyvolaná momentem
F_{MAX}	[N]	- maximální síla působící na šroub
F_t	[N]	- třecí síla
F_N	[N]	- síla působící v ose šroubu
F_T	[N]	- třecí síla valivého odporu
F_{TA}	[N]	- síla od valivého tření v styčném bodě A
F_{MT}	[N]	- síla od momentu
F_{NV}	[N]	- síla působící v ose šroubu (vyvolaná valivým třením)
F_{M1}	[N]	- osová síla prvního šroubu
F_{M2}	[N]	- osová síla druhého šroubu
F_p	[N]	- provozní síla
$F_{PŘ}$	[N]	- síla v přírubách
F_O	[N]	- předpětí
F_S	[N]	- síla ve šroubu
F_z	[N]	- obvodová síla na závitu
ΔF_S	[N]	- přírůstek síly ve šroubu
$\Delta F_{PŘ}$	[N]	- úbytek síly v přírubách
G	[N]	- tíha shazovacího vozu
M_1	[N. m]	- moment v místě A
M_k	[N. mm]	- krouticí moment
M_{TZ}	[N. mm]	- moment třecí v závitech

M_{TM}	$[N \cdot mm]$	- moment třecí pod maticí
M_U	$[N \cdot m]$	- výsledný utahovací moment
P_h	$[mm]$	- stoupání
R	$[mm]$	- poloměr pojezdového kola
R_e	$[MPa]$	- mez kluzu materiálu
S	$[mm^2]$	- průřez taženého tělesa
$S_{1,2}$	$[mm^2]$	- průřezy částí šroubu
$S_{PŘ}$	$[mm^2]$	- deformovaný průřez
S_S	$[mm^2]$	- namáhaný průřez šroubu
W_k	$[mm^3]$	- modul průřezu v krutu
a	$[m]$	- vzdálenost mezi šrouby
b	$[mm]$	- vzdálenost kolové síly od bodu klopení A
c	$[N \cdot mm^{-1}]$	- tuhost
$c_{PŘ}$	$[N \cdot mm^{-1}]$	- tuhost přírub
$c_{S1,2}$	$[N \cdot mm^{-1}]$	- tuhost částí šroubu
c_S	$[N \cdot mm^{-1}]$	- výsledná tuhost šroubu
d	$[mm]$	- velký průměr šroubu
d_2	$[mm]$	- střední průměr závitu
d_3	$[mm]$	- malý průměr šroubu
d_D	$[mm]$	- vnitřní průměr podložky pod maticí a šroubem
d_{RED}	$[mm]$	- redukovaný průměr
d_S	$[mm]$	- průměr dotyku pod maticí
f	$[-]$	- součinitel smykového tření
f_z	$[-]$	- součinitel smykového tření na závitech
f_M	$[-]$	- součinitel smykového tření pod maticí
g	$[m \cdot s^{-2}]$	- gravitační konstanta
h	$[mm]$	- výška hlavy šroubu

i	$[-]$	- počet pojezdových kol
k	$[mm]$	- výška matice
k_T	$[-]$	- bezpečnost třecí vazby
k_S	$[-]$	- statická bezpečnost šroubu
l	$[m]$	- délka nosníku
l_{DEF}	$[mm]$	- deformační délka
$l_{1,2,3}$	$[mm]$	- šířka nosníku, podložky a konzoly
$l_{PŘ}$	$[mm]$	- šířka přírub
$l_{P1,2}$	$[mm]$	- tloušťka podložky
l_{S1}	$[mm]$	- první deformační část šroubu
l_{S2}	$[mm]$	- druhá deformační část šroubu
l_Z	$[mm]$	- vzdálenost mezi podložkou a závitem
m	$[kg]$	- hmotnost shazovacího vozu
m_1	$[mm]$	- vzdálenost osově síly prvního šroubu od bodu klopení A
m_2	$[mm]$	- vzdálenost osově síly druhého šroubu od bodu klopení A
x	$[mm]$	- vzdálenost třecí síly od styčného bodu A
α	$[^\circ]$	- úhel profilu
α_τ	$[^\circ]$	- úhel směru maximálního smykového napětí
ξ	$[mm]$	- rameno valivého odporu
σ_t	$[MPa]$	- tahové napětí
σ_{RED}	$[MPa]$	- redukované napětí
τ_k	$[MPa]$	- napětí v krutu
φ'	$[-]$	- redukovaný třecí úhel
ψ	$[^\circ]$	- úhel stoupání
ψ_T	$[-]$	- součinitel těsnosti spojení
3D		- trojrozměrný

OBSAH

1	ÚVOD	11
2	SEZNÁMENÍ SE ZAŘÍZENÍM	12
2.1	ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE	12
2.2	SCHÉMA ZAŘÍZENÍ	13
3	VÝPOČET	15
3.1	SILOVÝ ROZBOR	15
3.2	VÝPOČET REAKCÍ V STYČNÝCH BODECH	16
3.3	ROZDĚLENÍ ZATÍŽENÍ, VÝPOČET ZATÍŽENÍ NA JEDEN ŠROUB	19
3.4	POPIS FUNKCE JEDNOTLIVÝCH DÍLŮ	21
3.4.1	Šrouby	21
3.4.2	Podpěrná konzola	22
3.4.3	Podložka	23
3.4.4	Zařízení pojezdu shazovacího vozu	23
3.5	VALIVÉ TŘENÍ	24
3.6	ZACHYCENÍ KLOPNÉHO MOMENTU	26
3.7	VÝSLEDNÁ OSOVÁ SÍLA	27
3.8	TUHOST ŠROUBU	28
3.9	TUHOST PŘÍRUBY	31
3.10	SÍLY VE ŠROUBU	33
3.11	BEZPEČNOST ŠROUBU	34
4	NÁVRH POJIŠTĚNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE	38
4.1	SILOVÉ POJIŠTĚNÍ ŠROUBU	38
4.1.1	Pružná podložka „pérovka“	38
4.1.2	Kontra matice	39
4.1.3	Samopojistná matice	39
4.1.4	NORD LOCK	40
4.2	TVAROVÉ POJIŠTĚNÍ ŠROUBŮ	41
4.2.1	Podložka s jazýčkem	41
4.2.2	Podložka s nosem	42
4.2.3	Příložka	43
4.2.4	Korunová matice	44
4.3	MATERIÁLOVÉ POJIŠTĚNÍ ŠROUBU	45
4.4	CHEMICKÉ POJIŠTĚNÍ	45
4.5	POJIŠTĚNÍ POJEZDOVÉ DRÁHY	46
5	MONTÁŽ	47
6	ZÁVĚR	48
7	SEZNAM PŘÍLOH	49
8	LITERATURA	50

1 Úvod

Šroubové spojení již dlouhou dobu, i přes nástup nových technologií, patří k jednomu z nejrozšířenějších druhů spojení součástí. Bez znalosti výpočtu a základních zásad pro návrh správného šroubového spojení prakticky nelze zkonstruovat žádné zařízení. I přes velmi různorodé možnosti využití a univerzálnost tohoto druhu spojení je nutná obezřetnost týkající se faktorů snižující spolehlivost spojení. Jedná se především o samovolné uvolnění, teplotní vlivy a nedůslednou montáž. Prvně zmiňovaný problém, samovolné uvolnění, byl podmětem k řešení mé bakalářské práce.

V závodě společnosti ArcelorMittal Ostrava a.s., která je největším hutním komplexem v České Republice, je provozován na venkovní homogenizační skládce zakladač sypkých materiálů. Toto zařízení je tvořeno řadou konstrukčních prvků spojených právě šroubovými spoji včetně pojezdové dráhy shazovacího vozu, která je řešeným uzlem. Dráha je tvořena svařovanými nosníky profilu I, které jsou přes podpěrné konzoly pomocí šroubů spojeny s mostovou konstrukcí zakladače. Na dráze se podélně pohybuje (pojízdí) shazovací vůz plnící funkci rovnoměrného zakládání sypkých materiálů po skládce. A právě kvůli neustálému pojezdu shazovacího vozu po dráze jsou šroubové spoje namáhány rázy, otřesy a vibracemi. Ty postupně vyvolávají uvolnění šroubů. Uvolněný šroub pak přestává plnit svou funkci. Ve šroubu se ztrácí předpětí, které postupně klesne až na nulovou hodnotu. V tomto okamžiku přestává šroub vytvářet třecí vazbu mezi nosníkem, podložkou a podpěrnou konzolí. Důsledkem této nefunkčnosti spojení je vypadnutí šroubu, přídavné namáhání ostatních šroubů daného uzlu a řetězová reakce, která může vést až k velkým poruchám celého zařízení. Takto popsána porucha byla zaznamenána na zařízení, což bylo podnětem k řešení práce.

Důvod volby tohoto tématu pro vypracování bakalářské práce byl především fakt, že předmětem řešení je reálný problém. Dále pak také samotná problematika šroubového spojení, která mě provází celým studiem včetně předchozího studia na střední průmyslové škole.

Cíle této práce:

- Statický výpočet šroubového spojení (kontrola) včetně bezpečnosti tohoto spoje
- Vyhodnocení vhodnosti spojení
- Porovnání pojištění šroubových spojení
- Vyhodnocení nejvhodnější varianty pojištění

2 Seznámení se zařízením

Řešené zařízení je zakladač sypkých materiálů ZPH 1200. Jedná se o zařízení, které slouží k zakládání materiálů jako například ruda, koks, uhlí, vysokopecní přísady a další. Převázaný materiál se na skládku ukládá ve slabých vrstvách na hromadu lichoběžníkového průřezu. Způsob zakládání umožňuje následnou homogenizaci vhodnou technologií odběru.

Pro dopravu materiálu k zakladači je využíván přísunový dopravní pás, umístěný na skládkovém mostu. Z tohoto pásu je pak pomocí přísunového pásu shazovacího vozu přesypáván materiál na dopravní pás zakladače. Shazovací vůz pojíždí po celé délce mostu zakladače. Ovládání pojezdu je zajištěno řídicím systémem stroje. Na konci dopravního pásu je přepad na krátký příčný pás odkud materiál přes výsypku padá přímo na skládku. Součástí shazovacího vozu je jak krátký příčný pás, tak výsypka.

Materiál může být na skládku zakládán několika způsoby:

- Při neustálém pojíždění shazovacího vozu s výsypkou po mostu zakladače při nepřetržitém pojezdu zakladače (vrstvy materiálu jsou zakládány v klikatých čarách šikmo napříč skládky).
- Zakládání dle zadané dráhy (vrstvy jsou uloženy rovnoběžně vedle sebe, kolmo na podélnou osu skládky).
- Zakládání v ručním režimu (individuálně nastavené zakládání).

O obsluhu stroje se stará jeden pracovník, který řídí celý stroj z kabiny umístěné pod úrovní mostu.

2.1 Základní technické parametry stroje

Výkon zakladače	600 [t.h ⁻¹]
Dopravovaný materiál	aglomerační suroviny
Sypná hmotnost dopravovaného materiálu	1,6-3,06 [t/m ⁻³]
Maximální zatížení pojezdových kol	125[kN]
Počet pojezdových kol	32 (16 hnaných)
Rychlost pojezdu zakladače	3-15 [m.min ⁻¹]

Rychlost pojezdu shazovacího vozu:

Ve směru dopravy materiálu $0,45[m \cdot min^{-1}]$

Proti směru dopravy materiálu $0,68[m \cdot min^{-1}]$

Rychlost dopravního pásu $3,1[m \cdot min^{-1}]$

Přívodní napětí $1[kV]$

Provozní napětí $500[V]/50[Hz]$

Celkový instalovaný výkon $300[kW]$

Délka pojezdové dráhy zakladače $470[m]$

Pracovní teplota okolí $-30[^\circ C]$ až $+40[^\circ C]$

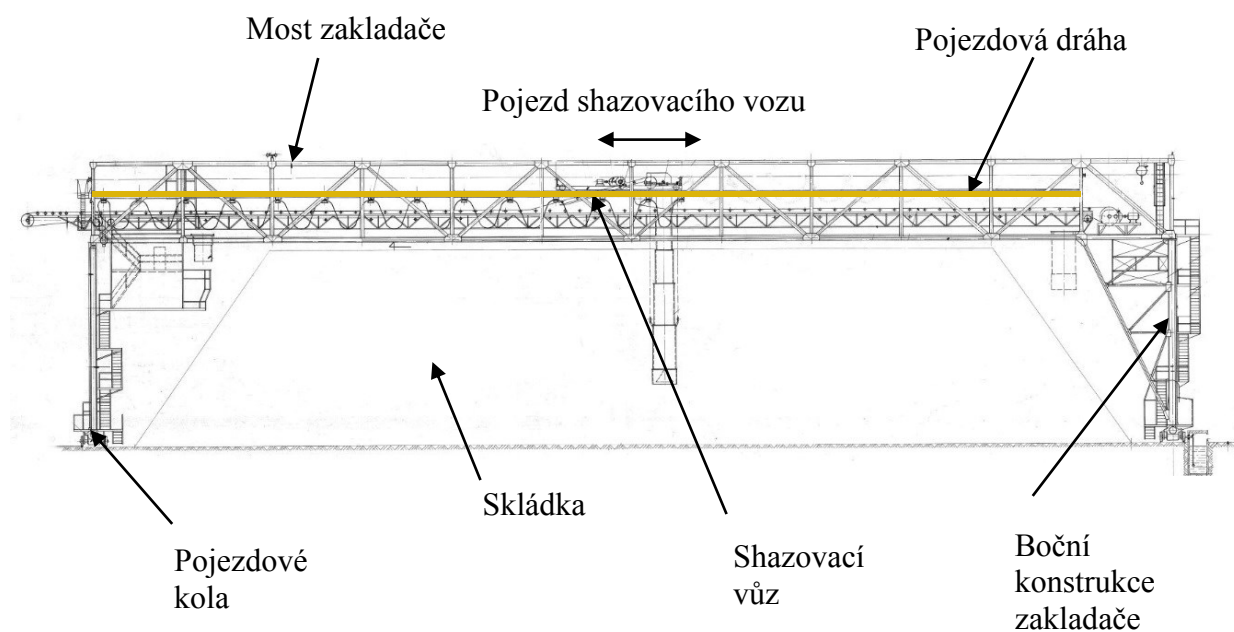
Maximální pracovní rychlost větru $20[m \cdot s^{-1}]$

Provozní hmotnost stroje $246[t]$

Hmotnost shazovacího vozu $12,8[t]$

2.2 Schéma zařízení

Na obr. 2.1 je možné vidět celkový pohled na zakladač. Dále je zde znázorněna skládka lichoběžníkového tvaru, která vznikne vrstvením zakládáního materiálu.



Obr. 2.1 - Zakladač [9]



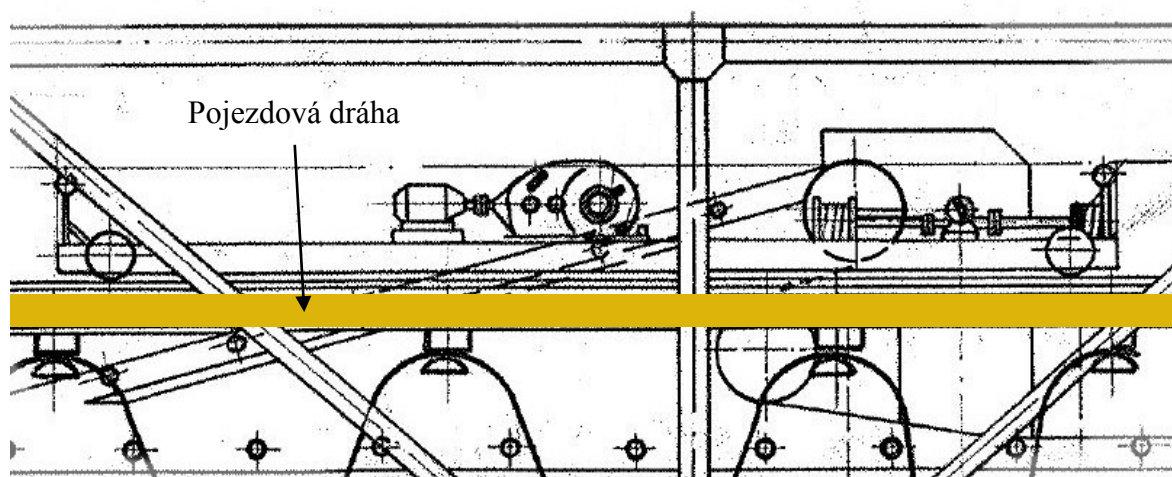
Obr. 2.2 - Zakladač- boční pohled [9]

Pohled na celou sestavu zakladače viz výkres Vv-210-3435- Příloha E.

Přehled základních rozměrů stroje:

- Délka: 72[m]
- Šířka: 21[m]
- Výška: 18,5[m]
- Rozvor kol shazovacího vozu: 8,4[m]
- Rozchod kol shazovacího vozu: 4,7[m]

Detailní pohled na shazovací vůz:



Obr. 2.3 - Shazovací vůz [9]

3 Výpočet

Výpočtová část práce obsahuje řešení vycházející ze základů statiky, pružnosti a pevnosti a dále základních znalostí návrhů šroubového spojení. Řešeným uzlem zakladače pro výpočtovou část je pojezdová dráha, na které budou aplikovány různé druhy statických výpočtů, kontrol a v neposlední řadě také pevnostních analýz prováděných příslušným softwarem. Důležitým prvkem práce je stanovení statické bezpečnosti předepjatého šroubového spojení pojezdové dráhy. Toto šroubové spojení je namáháno řadou různých sil od pojezdu shazovacího vozu. V úvodních výpočtech se budu věnovat základnímu silovému rozboru a působení sil na jednotlivé díly řešeného uzlu. V průběhu výpočtů popíšu funkce jednotlivých částí, které vždy ověřím analytickými nebo numerickými metodami (pevnostní analýza). Podkladem výpočtů je odborná literatura, výkres sestavy zakladače [9] a konkrétní rozměry zařízení odměřené při konzultacích v závodě. Podle odměřených rozměrů jsem také vytvořil 3D modely a výkresovou dokumentaci.

3.1 Silový rozbor

Výchozím parametrem pro výpočet je tíha shazovacího vozu. Z důvodu složitosti tohoto celku a omezeným zdrojům informací je předpokládáno, že těžiště tohoto vozu se nachází na průsečíku úhlopříček od pojezdových kol, tak jak je znázorněno na obr. 3.1.

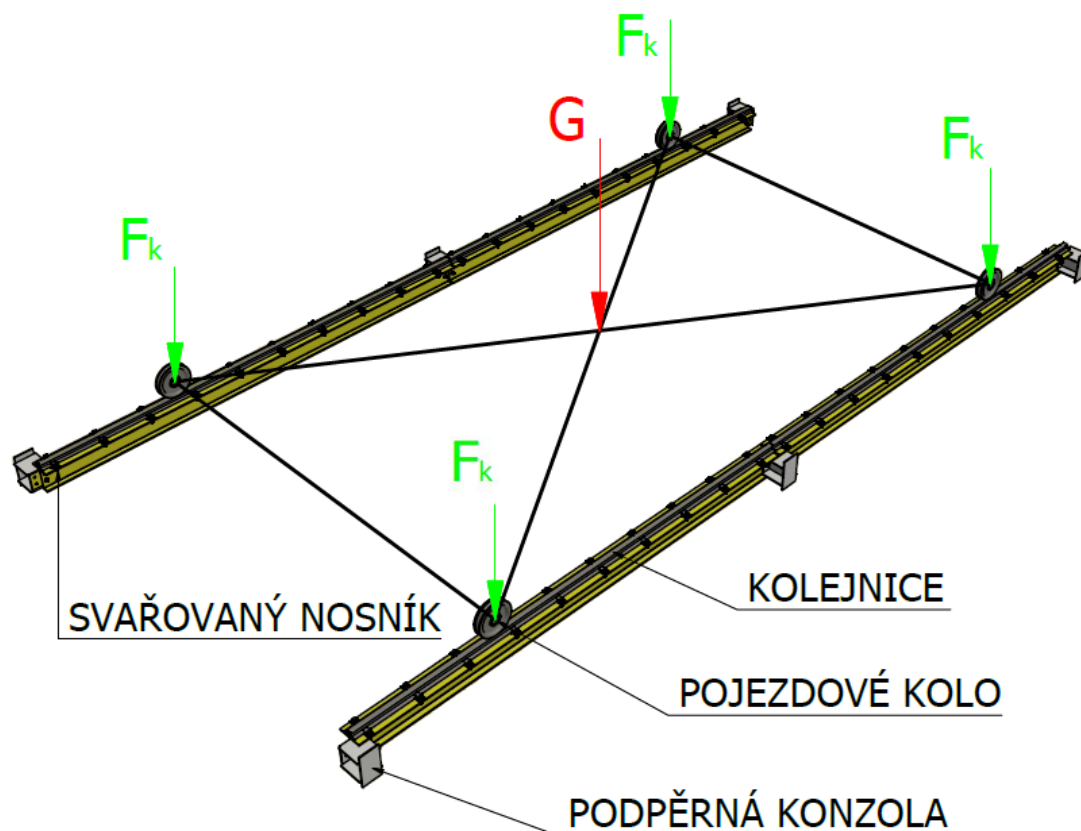
Tíha působící v těžišti shazovacího vozu je stanovena výpočtem:

$$G = m \cdot g = 12800 \cdot 9,81 = 125568[N] \quad (3.1)$$

kde:

m [kg] - hmotnost shazovacího vozu

g [$m \cdot s^{-2}$] - gravitační konstanta [13]



Obr. 3.1 - Silový rozbor

Zatížení jednotlivých pojezdových kol se vypočte:

$$F_k = \frac{G}{i} = \frac{125568}{4} = 31392[N] \quad (3.2)$$

kde:

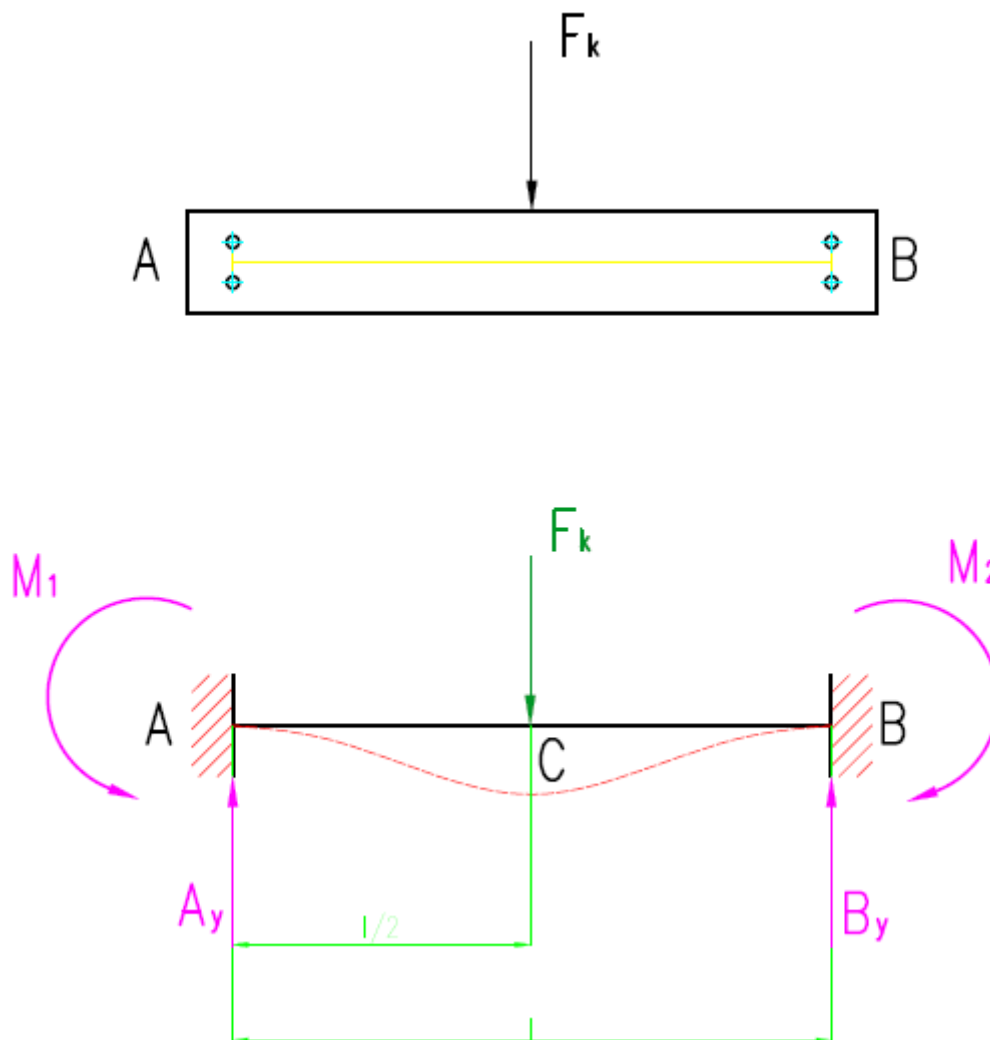
F_k [N] - kolová síla

i [—] - počet pojezdových kol

3.2 Výpočet reakcí v styčných bodech

Pokud je předpokládáno zachycení a přenos kolové síly v příčném směru pouze šroubovým spojením pomocí třecí vazby, je třeba si takto přichycený nosník představit jako oboustranně vetknutý (obr. 3.2). Oboustranné vetknutí je reprezentováno právě šroubovými spoji, které zachytávají síly a momenty ve všech směrech. Cílem takového výpočtu je pak nalezení největšího zatížení, které je vyvoláno reakční silou v místě vetknutí a ohybovým momentem vznikajícím vzdálením kolové síly od místa vetknutí.

Při ukázkovém výpočtu budu uvažovat působení kolové síly ve středu nosníku. Zbývající výpočet reakcí a momentů včetně obrazců průběhů posouvajících sil a momentů je součástí přílohy I. Jak je možné vidět z obr. 3.1, rozvor kol shazovacího vozu je větší než vzdálenost podpěrných konzol pro uchycení nosníků. Z této úvahy vyplývá, že na délku jednoho nosníku působí vždy jen jedna kolová síla. Schéma silových účinků a reakcí pro výpočet je zobrazeno na obr. 3.2.



Obr. 3.2 – Oboustranné vetknutí nosníku

Ze základů pružnosti a pevnosti vyplývá, že tento případ povede na výpočet staticky neurčité úlohy. Při odvození reakcí je nutné zavést deformační podmínky. Výsledkem odvození je vztah pro:

- Reakci:

$$A_y = \frac{F_k}{2} = \frac{31392}{2} = 15696[N] \quad (3.3)$$

- Moment:

$$M_1 = \frac{F_k \cdot l}{8} = \frac{31392 \cdot 5,88}{8} = 23073,1[N \cdot m] \quad (3.4)$$

kde:

A_y [N] - reakce v místě A

M_1 [N.m] - moment v místě A

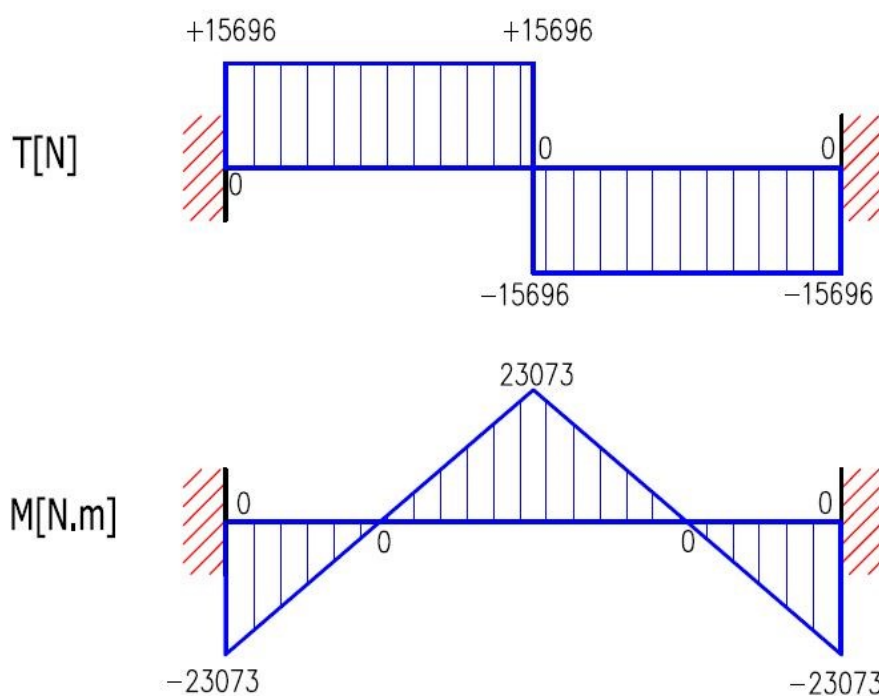
l [m] - délka nosníku

Jelikož kolová síla při výpočtu působí ve středu nosníku, silové a momentové poměry budou v místě A i B stejné.

$$A_y = B_y = 15696[N] \quad (3.5)$$

$$M_1 = M_2 = -23073,1[N.m] \quad (3.6)$$

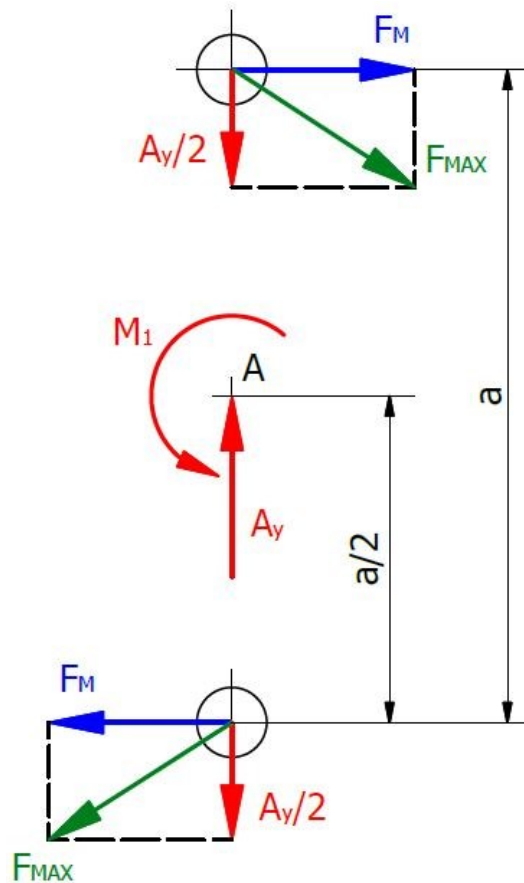
Výsledná reakce a moment se v navazujících výpočtech rozdělí na jednotlivé šroubové spojení. Průběhy posouvajících sil a momentový obrazec je zobrazen na obr. 3.3.



Obr. 3.3 - Vnitřní statické účinky

3.3 Rozdělení zatížení, výpočet zatížení na jeden šroub

Pokud chceme rozdělit silové účinky na více prvků (šroub, nýt), musíme nejprve najít těžiště této skupiny. Jelikož v případě spojení nosníků skupinu tvoří pouze dva šrouby, tzv. fiktivní střed otáčení spojovaných součástí se nachází uprostřed spojnice středů těchto šroubů. Tento střed je označen písmenem A. Řešený příklad je symetrický, proto výsledný maximální účinek na šroub bude na obou stranách totožný. Výsledná maximální síla F_{MAX} pak bude vektorovým součtem poloviny reakční síly A_y a síly vyvolané momentem F_M .



Obr. 3.4 - Rozložení sil na šrouby

$$F_M = \frac{M_1}{a} = \frac{-23073,1}{0,095} = -242874,7[N] \quad (3.7)$$

$$F_{MAX} = \sqrt{F_M^2 + \left(\frac{A_y}{2}\right)^2} = \sqrt{(-242874,7)^2 + \left(\frac{15696}{2}\right)^2} = 243001,5[N] \quad (3.8)$$

kde:

F_M [N] - síla vyvolaná momentem

F_{MAX} [N] - maximální síla působící na šroub

a [m] - vzdálenost mezi šrouby

Takto vypočtená maximální síla F_{MAX} působí kolmo na osu šroubu. Na přenos by tedy musel být použit lícovaný šroub, popřípadě nýt. Na pojezdové dráze je však využito předpětí ve šroubovém spoji, které vyvolá třecí vazbu. Proto musí být maximální síla přepočtena na sílu působící v ose.

Vztah pro tento přepočet vychází z následujících rovnic:

$$F_{MAX} < F_t \quad (3.9)$$

$$k_T \cdot F_{MAX} < F_N \cdot f \quad (3.10)$$

$$F_N = \frac{k \cdot F_{MAX}}{f} = \frac{2.243001,5}{0,2} = 2430015[N] \quad (3.11)$$

kde:

F_t [N] - třecí síla

k_T [-] - bezpečnost třecí vazby

f [-] - součinitel smykového tření [12]

F_N [N] - síla působící v ose šroubu

Bezpečnost třecí vazby volím $k_T = 2[-]$. Součinitel tření mezi jednotlivými plochami je $f = 0,2[-]$. Jedná se o povrch ocelový, který je opatřen barevným nátěrem z důvodu ochrany proti korozi.

V této chvíli, kdy jsem stanovil hodnotu zatížení působícího v ose šroubu, která namáhá šroub tahovým napětím, mohu předběžně zhodnotit vhodnost použitých šroubů. Na pojezdové dráze jsou použity šrouby velikosti M20 pevnostní třídy 10.9. Pro tuto velikost šroubu se udává dle [10] maximální osová síla $F_o = 153657[N]$. Vypočtené osově zatížení je v porovnání s orientační hodnotou osově síly řádově vyšší, tudíž nemá smysl dále pokračovat ve výpočtu a stanovení bezpečnosti šroubového spojení.

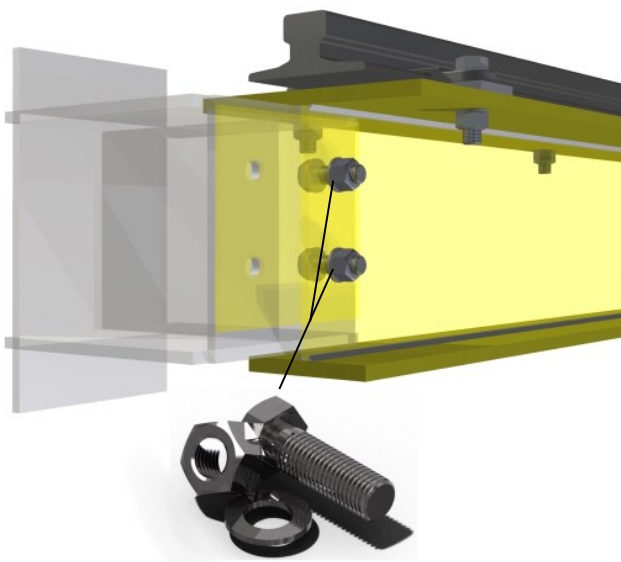
Závěrem pro předešlé výpočty tedy mohu konstatovat, že šroubové spojení na koncích nosníku nedokáže přenést potřebné příčné zatížení od pojezdových kol shazovacího vozu. Přenos příčných sil tedy musí být realizován pomocí zapření nosníku o přírubu konzoly. Tato vlastnost konzoly je popsána v následující podkapitole.

3.4 Popis funkce jednotlivých dílů

Pro správné pochopení postupů a řešení jednotlivých výpočtů, které jsem prováděl v práci, je důležité popsat funkce a vlastnosti jednotlivých prvků pojezdové dráhy. Při řešení dílčích výpočtů jsem se vždy snažil daný problém zjednodušovat jen do přijatelné míry, tedy tak, aby chyba při výpočtu byla co nejmenší a výsledek se přibližoval co nejvíce realitě. Během řešení jakéhokoli technického problému je „uměním“ konstruktéra (řešitele) najít ten správný poměr mezi zjednodušením a reálností výsledku řešení.

3.4.1 Šrouby

Každý nosník pojezdové dráhy je přichycen k podpěrné konzoli pomocí čtyř šroubových spojení (šroub M20, matice, obyčejné podložky), na každé straně po dvou. Tato spojení vytváří třecí vazbu mezi nosníkem, podložkou a konzolí.



Obr. 3.5 - Šroubové spojení nosníků

Jak bylo naznačeno v předchozím výpočtu, tyto šroubové spoje (obr. 3.5) neslouží k zachycení příčných sil od pojezdu shazovacího vozu. Jejich funkce spočívá k zachycení následujících složek sil:

- Podélné síly, které jsou vyvolány valivým třením mezi kolem shazovacího vozu a kolejnicí jsou složkou první. Reakce tohoto odporu pak vstupuje na šrouby a navíc svou excentricitou vyvolává moment. Součet reakční síly a síly od momentu pak tvoří první část zátěže šroubového spojení. Výpočet viz kapitola 3.5.
- Druhou složkou je síla zachycující moment, který vzniká působením kolové síly mimo osu symetrie nosníku. Výsledný součet obou složek pak tvoří vstupní parametr pro návrh předpětí ve šroubu a jeho následnou statickou kontrolu. Výpočet viz kapitola 3.6.

3.4.2 Podpěrná konzola

Tato část pojezdové dráhy slouží především pro zachycení příčných sil od pojezdu shazovacího vozu. Je navržena tak, aby dokázala přenést reakce a momenty od kolové síly v různých vzdálenostech od styčného místa, tedy místa uchycení nosníku. Je vyrobena z vysokopevnostní oceli pro zaručení spolehlivosti a bezpečnosti.



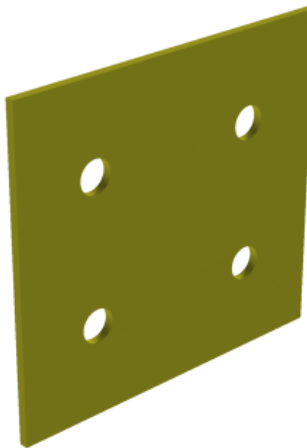
Obr. 3.6 - Podpěrná konzola

Konzola je sestavena z několika částí, které jsou navzájem spojeny svary. Celá sestava je pak přivařena k mostové konstrukci zakladače. Na čelní straně jsou pak vyhotoveny čtyři otvory pro uchycení nosníku pomocí šroubů. V příloze A, kde se věnuji pevnostní analýze, lze sledovat koncentraci napětí v jednotlivých částech konzoly. Pojezdová dráha je tvořena celkem dvanácti takto přivařenými konzolami, na každé straně mostové konstrukce, a na nich položenými jedenácti nosíky. Přes tyto nosíky je pak po

celé dráze umístěna ocelová kolejnice, která při namáhání jednotlivých konzol hraje důležitou roli. Jelikož je souvislá po celé délce, sjednocuje jednotlivé nosníky a zatížení rozděluje mezi další části, nad kterými neprojíždí shazovací vůz.

3.4.3 Podložka

Podložka umístěná mezi konzolou konstrukce a samotným nosníkem má dvojí funkci. První je zajištění odsazení nosníku od konzoly z důvodu umístění koutového svaru sloužícího ke spojení dílů nosníku. Zadruhé pak byla navržena pro rozložení sil na více šroubů a v případě uvolnění ke zvětšení styčných ploch a zamezení okamžitému poškození šroubů od střížných sil. Tento stav je však pro dané šrouby nežádoucí a je pouze eliminačním hlediskem pro rozsáhlejší poškození zařízení. Šrouby jsou navrženy pouze pro přenos sil třecí vazbou a nesmí být namáhány jako lícované šrouby na stříh a otlačení. Aby se tomuto stavu zabránilo, musí být šroubové spojení správně navrženo nebo nahrazeno jiným vhodnějším řešením. Do správného návrhu také spadá použití vhodného druhu pojištění tak, aby se ve šroubu neztrácelo předpětí a třecí vazba mohla plnit svou funkci. Pojištěním šroubových spoju je věnována samostatná kapitola.



Obr. 3.7 - Podložka

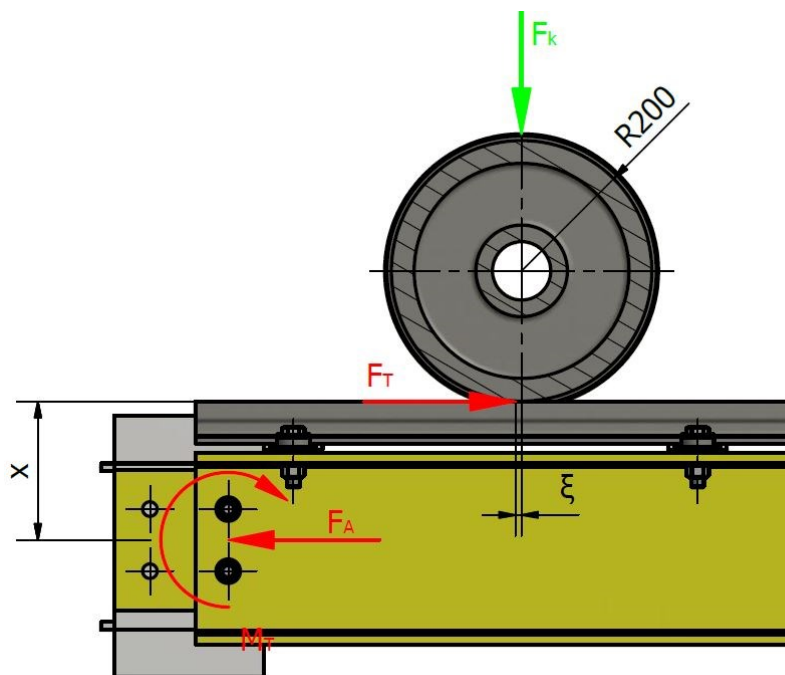
3.4.4 Zařízení pojezdu shazovacího vozu

Pojezd shazovacího vozu po dráze je uskutečněn pomocí navíjení a odvíjení lana na buben. Sestava tohoto pohonu se skládá z elektromotoru, bubnové brzdy, spojky, převodovky, spojky a bubnu navíjející lano. Lano je umístěno ve středu pojezdové dráhy a uchyceno na každé straně. Kola shazovacího vozu nemají vlastní pohon ani brzdný systém, proto síla od pojezdu vzniká pouze valivým třením. Obrázek z původní dokumentace včetně popisu viz příloha B.

3.5 Valivé tření

Při rotaci kola a následném pojezdu po kolejnici vzniká mezi těmito tělesy tzv. valivé tření. Toto tření si lze představit jako odpor kolejnice zabráňující kolu odvalování. Velikost tohoto odporu je závislá na více veličinách vstupujících do výpočtu. Jedná se o rameno valivého odporu, poloměru odvalovaného kola a zatěžující příčné síle, v řešeném případě síle kolové. Výsledný odpor valení je pak reprezentován silou, která má za následek posun pojezdové dráhy v podélném směru. Tomuto posuvu zabráňují šroubové spojení na koncích nosníků, které třecí vazbou sílu zachytí.

Velikost ramene valivého odporu pro ocelovou kolejnici a ocelové kolo dle [11] $\xi = 0,5[mm]$. Z důvodu provozu zařízení v těžkém prostředí se zvýšenou prašností a vysokým znečištěním kolejnic volím rameno valivého odporu $\xi = 2[mm]$. Silový rozbor pro situaci na pojezdové dráze je znázorněn na obr. 3.8.



Obr. 3.8 - Valivý odpor

$$F_T = \frac{\xi \cdot F_k}{R} = \frac{2.31392}{200} = 313,9[N] \quad (3.12)$$

kde:

F_T [N] - třecí síla valivého odporu

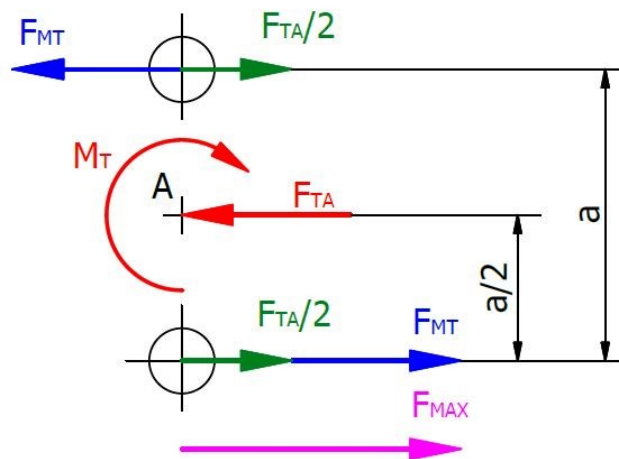
R [mm] - poloměr pojezdového kola

ξ [mm] - rameno valivého odporu

Třecí síla valivého odporu se rozdělí na obě strany nosníku. Výpočet tedy bude pokračovat pro styčný bod A:

$$F_{TA} = \frac{F_T}{2} = \frac{313,9}{2} = 157[N] \quad (3.13)$$

Pokud do místa A přeneseme polovinu třecí síly, v tomto bodě vznikne také moment způsobený excentricitou na rameni x . Detailní rozložení sil na jednotlivé šrouby je zobrazeno na obr. 3.9.



Obr. 3.9 - Působení sil od valivého tření na šrouby

$$M_T = F_{TA} \cdot x = 157 \cdot 212,5 = 33354[N \cdot mm] \quad (3.14)$$

$$F_{MT} = \frac{M_T}{a} = \frac{33354}{95} = 351,1[N] \quad (3.15)$$

$$F_{MAX} = F_{MT} + \frac{F_{TA}}{2} = 351,1 + \frac{157}{2} = 429,6[N] \quad (3.16)$$

kde:

M_T [N·mm] - moment od třecí síly valivého odporu

x [mm] - vzdálenost třecí síly od styčného bodu A

F_{MT} [N] - síla od momentu

F_{MAX} [N] - maximální síla působící na šroub od valivého tření

Maximální sílu působící kolmo na osu šroubu, kterou vyvolává odpor valivého tření, přeneseme pomocí třecí vazby do osy šroubu.

$$F_{MAX} < F_t \quad (3.17)$$

$$k_T \cdot F_{MAX} < F_{NV} \cdot f \quad (3.18)$$

$$F_{NV} = \frac{k \cdot F_{MAX}}{f} = \frac{3.429,6}{0,2} = 6443,6[N] \quad (3.19)$$

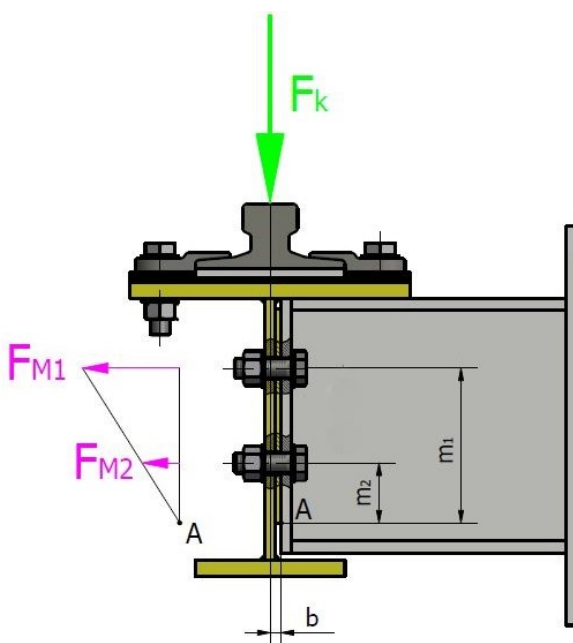
kde:

F_{NV} [N] - síla působící v ose šroubu (vyvolaná valivým třením)

Bezpečnost třecí vazby $k_T = 3[-]$ volím z důvodu možných dalších přídatných rázů od provozu zařízení, nerovnoměrného rozložení materiálu na páse a ostatních vlivů zvětšujících zatížení šroubů.

3.6 Zachycení klopného momentu

Kolejnice umístěná a přichycená k svařovanému nosníku leží v jeho středu. V této střední rovině také působí kolová síla od shazovacího vozu (obr. 3.10). Podepření nosníku konzolemi je však pouze jednostranné a pojezdová dráha by se vlivem zatížení nakláněla směrem k nepodepřené části. Mezi nosníkem a konzolí je navíc vložena podložka, která zmenšuje dosedací plochu a tím ještě více zvětšuje naklopení. Takto vzniklý klopný moment je třeba zachytit, a to šroubovými spoji na koncích nosníku. Pro tyto spoje tak vzniká druhá zatěžující složka.



Obr. 3.10 - Zachycení momentu

Z obrázku, kde je znázorněno působení jednotlivých sil, pak vyplývají následující rovnice momentové rovnováhy pro určení tahového zatížení v ose šroubu.

$$F_k \cdot b = F_{M1} \cdot m_1 + F_{M2} \cdot m_2 \quad (3.20)$$

Tato rovnice obsahuje dvě neznámé, proto musí být přidán další vztah pro určení jedné ze sil F_{M1}, F_{M2} . Tímto vztahem bude podobnost trojúhelníků.

$$\frac{F_{M1}}{m_1} = \frac{F_{M2}}{m_2} \quad (3.21)$$

$$F_{M2} = \frac{F_{M1}}{m_1} \cdot m_2$$

Síla F_{M1} je větší než síla F_{M2} , proto bude kritická pro namáhání šroubu a je třeba znát její hodnotu. Z tohoto důvodu si vyjádřím z rovnice 3.21 sílu F_{M2} a dosadím do rovnice 3.20. Výsledným vztahem je pak:

$$F_{M1} = \frac{F_k \cdot b}{\left(m_1 + \frac{m_2^2}{m_1}\right)} = \frac{31329.11}{\left(155 + \frac{60^2}{155}\right)} = 1937,5[N] \quad (3.22)$$

kde:

F_{M1} [N] - osová síla prvního šroubu

F_{M2} [N] - osová síla druhého šroubu

b [mm] - vzdálenost kolové síly od bodu klopení A

m_1 [mm] - vzdálenost osově síly prvního šroubu od bodu klopení A

m_2 [mm] - vzdálenost osově síly druhého šroubu od bodu klopení A

3.7 Výsledná osová síla

Výslednou sílu působící v ose šroubu stanovíme součtem osově síly vyvolané valivým třením a klopením nosníku. Tuto sílu pak budeme nazývat silou provozní, která ve šroubu vytváří tahové napětí a poslouží pro stanovení předpětí, utahovacího momentu a dalších silových poměrů ve šroubu znázorněných diagramem předepjatého spoje. Do výsledné síly by při úplném řešení měla být zahrnuta také příčná vodorovná síla, která vzniká asymetrií shazovacího vozu. Její určení je však značně obtížné a přírůstek by byl zanedbatelný. I přesto bude na tento fakt přihlédnuto při zhodnocení bezpečnosti spoje.

$$F_p = F_{NV} + F_{M1} = 6443,6 + 1937,5 = 8381,1[N] \quad (3.23)$$

kde:

F_p [N] - provozní síla

3.8 Tuhost šroubu

Výpočet tuhosti šroubu vychází z Hookova zákona, kde se předpokládá pružná deformace šroubu. Základním vztahem pro výpočet pak je:

$$c = tg\alpha = \frac{E \cdot S}{l_{DEF}} [N \cdot mm^{-1}] \quad (3.24)$$

kde:

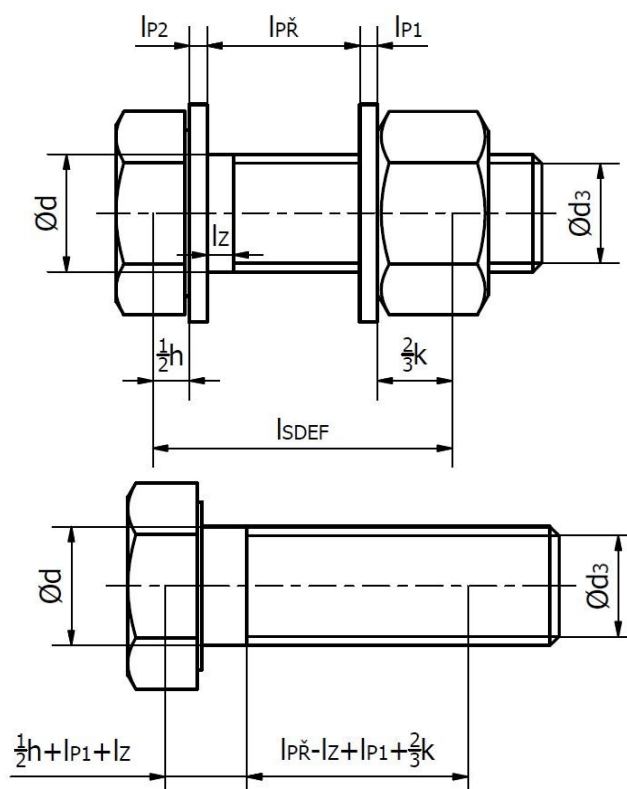
c [N · mm⁻¹] - tuhost

E [MPa] - modul pružnosti v tahu [14]

S [mm²] - průřez taženého tělesa

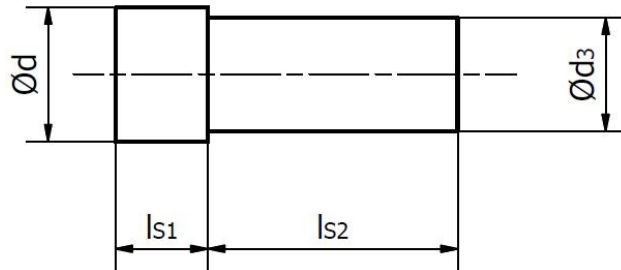
l_{DEF} [mm] - deformační délka

Jelikož šroub nemá po své deformační délce stejný průřez, řešením celkové tuhosti bude sériové řazení jednotlivých částí.



Obr. 3.11 - Tuhost šroubu

Jak je patrné z obr. 3.11, deformační délka šroubu l_{SDEF} v sobě zahrnuje část délky hlavy šroubu (1/2) a matice (2/3), v kterých se šroub také deformuje. Výsledné schéma (obr. 3.12) pro výpočet tuhosti šroubu představují dva válce různých průřezů a délek vycházejících z uspořádání šroubového spojení.



Obr. 3.12 - Schéma výpočtu tuhosti šroubu

$$l_{S1} = \frac{1}{2}h + l_{P1} + l_Z = \frac{1}{2} \cdot 12,5 + 3 + 4,5 = 13,75[mm] \quad (3.25)$$

$$l_{S2} = l_{PŘ} - l_Z + l_{P1} + \frac{2}{3}k = 26 - 4,5 + 3 + \frac{2}{3} \cdot 19 = 37,16[mm] \quad (3.26)$$

kde:

l_{S1} [mm] - první deformační část šroubu

l_{S2} [mm] - druhá deformační část šroubu

$l_{P1,2}$ [mm] - tloušťka podložky [2]

l_Z [mm] - vzdálenost mezi podložkou a závitem

h [mm] - výška hlavy šroubu [2]

k [mm] - výška matice [2]

$l_{PŘ}$ [mm] - délka příruby

Tuhost první části šroubu:

$$c_{S1} = \frac{E \cdot S_1}{l_{S1}} = \frac{E \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot l_{S1}} = \frac{210000 \cdot \pi \cdot 20^2}{4 \cdot 13,75} = 4798069[N \cdot mm^{-1}] \quad (3.27)$$

Tuhost druhé části šroubu:

$$c_{S2} = \frac{E \cdot S_2}{l_{S2}} = \frac{E \cdot \pi \cdot d_3^2}{4 \cdot l_{S2}} = \frac{210000 \cdot \pi \cdot 16,933^2}{4 \cdot 37,16} = 1272399[N \cdot mm^{-1}] \quad (3.28)$$

Výsledný vztah pro tuhost šroubu:

$$c_s = \frac{1}{\frac{1}{c_{s1}} + \frac{1}{c_{s2}}} = \frac{1}{\frac{1}{4798069} + \frac{1}{1272399}} = 1005698 [N \cdot mm^{-1}] \quad (3.29)$$

kde:

$c_{s1,2}$ $[N \cdot mm^{-1}]$ - tuhost částí šroubu

c_s $[N \cdot mm^{-1}]$ - výsledná tuhost šroubu

$S_{1,2}$ $[mm^2]$ - průřezy částí šroubu

d $[mm]$ - velký průměr šroubu [2]

d_3 $[mm]$ - malý průměr šroubu [2]

3.9 Tuhost příruby

Při určení tuhosti přírub se analogicky jako u šroubu vychází z Hookova zákona pro pružnou deformaci (rovnice 3.24). Přírubu představují tři rovinné desky (nosník, podložka, konzola), které jsou stlačovány šroubovým spojem. Určení deformovaného průřezu není tak jednoznačné jako u šroubu, avšak dá se určit pomocí zjednodušení a tzv. podmínkou „stejného objemu“ (ve skutečnosti se nejedná o stejný objem komolého dvojkužele a dutého válce, ale o stejnou plochu, která se převedením nemění). Toto zjednodušení spočívá v převedení dutého komolého dvojkužele na dutý válec. V ideálním případě svírá površek komolého kužele s osou šroubu úhel $\alpha_\tau = 45^\circ$, přičemž površek reprezentuje směr maximálního smykového napětí a osa šroubu směr hlavních napětí. Pro určení deformačního průřezu pak poslouží vnitřní (vnitřní průměr podložky) a vnější (redukovaný průměr vzniklý převodem) průměr náhradní trubky. Doprovodné schéma pro výpočet tuhosti je znázorněno na obr. 3.13.

Výpočet redukovaného průměru:

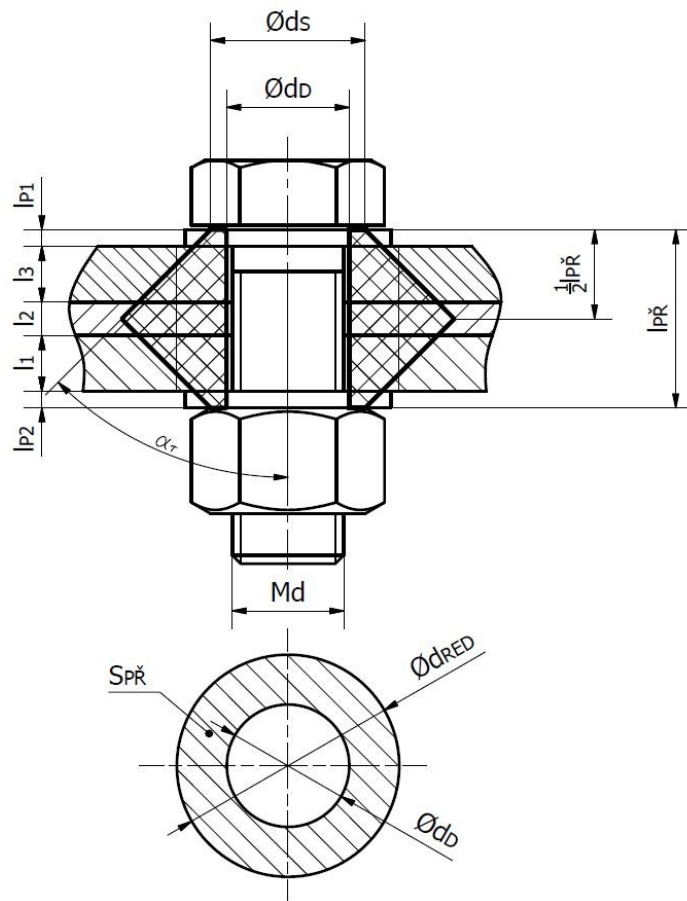
$$d_{RED} = d_S + \frac{l_{PŘ}}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_\tau = 27,7 + \frac{32}{2} \cdot \operatorname{tg} 45^\circ = 43,7 [mm] \quad (3.30)$$

kde:

d_{RED} [mm] - redukovaný průměr

d_S [mm] - průměr dotyku pod maticí*

* Pozn.: Průměr pod maticí, který spolu s průměrem díry vytváří komolý dvojkužel v tomto případě není roven charakteristickému rozměru s matice. Velikost průměru d_S je při použití matice ČSN EN ISO 4032 roven rozměru d_w [2]. Dále rozměr d_S matice není totožný s rozměrem d_s u šroubu, který má velký průměr dosedací plochy větší. Z tohoto důvodu je uvažován průměr d_S matice.



Obr. 3.13 - Tuhost přírub

Určení deformovaného průřezu přírub:

$$S_{PŘ} = \frac{\pi \cdot (d_{RED}^2 - d_D^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (43,7^2 - 21^2)}{4} = 1153,5 [mm^2] \quad (3.31)$$

Šířka přírub:

$$l_{PŘ} = l_{P1} + l_1 + l_2 + l_3 + l_{P2} = 3 + 10 + 6 + 10 + 3 = 32 [mm] \quad (3.32)$$

Tuhost přírub:

$$c_{PŘ} = \frac{E \cdot S_{PŘ}}{l_{PŘ}} = \frac{210000 \cdot 1153,5}{32} = 7569886 [N \cdot mm^{-1}] \quad (3.33)$$

kde:

d_D [mm] - vnitřní průměr podložky pod maticí a šroubem [2]

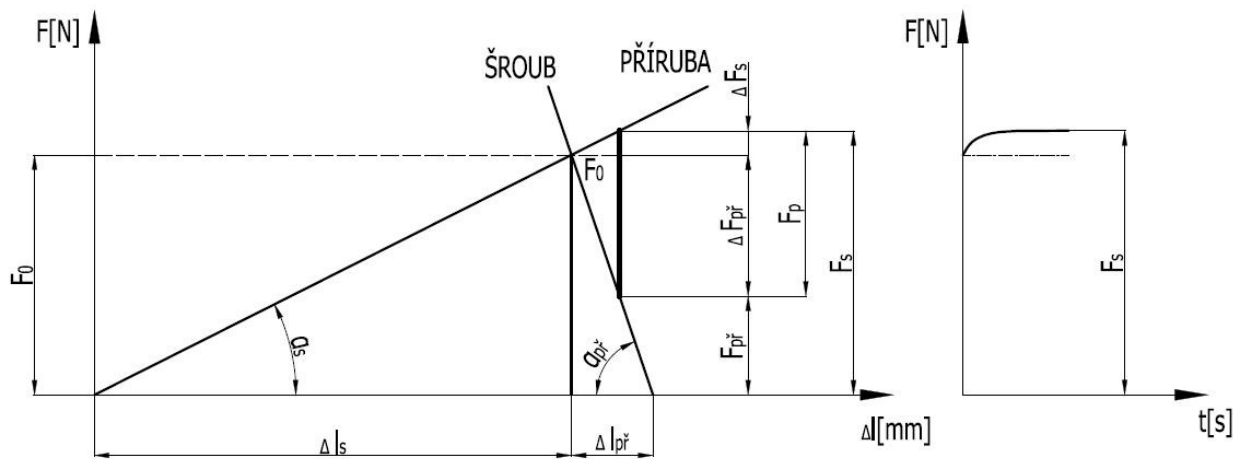
$l_{1,2,3}$ [mm] - šířka nosníku, podložky a konzoly

Poměr tuhostí přírub a šroubu:

$$\frac{c_{PŘ}}{c_S} = \frac{7569886}{1005698} = 7,5 [-] \quad (3.34)$$

3.10 Síly ve šroubu

Pro šroubový spoj a vyvození jeho předpětí musí platit podmínka těsnosti spojení. To znamená, že minimální síla v přírubách při zatížení provozní silou musí být větší než nula. Hodnota této síly je pak dána součinitelem těsnosti. Jelikož se nejedná o žádnou tlakovou nádobu či jiné zařízení vyžadující vysokou těsnost, volím $\psi_T = 0,6[-]$. Pro dané šroubové spojení pak určíme pomocí následujících vztahů všechny síly působící v tomto spoji. Zobrazení těchto sil pak reprezentuje diagram předepjatého spoje (obr 3.14).



Obr. 3.14 - Diagram předepjatého spoje

Síla v přírubách:

$$F_{MIN} = F_{P\check{R}} = F_p \cdot \psi_T = 8381,1 \cdot 0,6 = 5028,7[N] \quad (3.35)$$

Předpětí:

$$F_O = F_p \cdot \left(\psi_T + \frac{c_{P\check{R}}}{c_{P\check{R}} + c_S} \right) = 8381,1 \cdot \left(0,6 + \frac{7569886}{7569886 + 1005698} \right) = \quad (3.36)$$

$$F_O = 12426,9[N]$$

Přírůstek síly ve šroubu:

$$\Delta F_S = F_p \cdot \frac{c_S}{c_{P\check{R}} + c_S} = 8381,1 \cdot \frac{1005698}{7569886 + 1005698} = 982,9[N] \quad (3.37)$$

Úbytek síly v přírubách:

$$\Delta F_{P\check{R}} = F_p \cdot \frac{c_{P\check{R}}}{c_{P\check{R}} + c_S} = 8381,1 \cdot \frac{7569886}{7569886 + 1005698} = 7398,2[N] \quad (3.38)$$

Síla ve šroubu:

$$F_{MAX} = F_S = F_p \cdot (\psi_T + 1) = 8381,1 \cdot (0,6 + 1) = 13409,8[N] \quad (3.39)$$

kde:

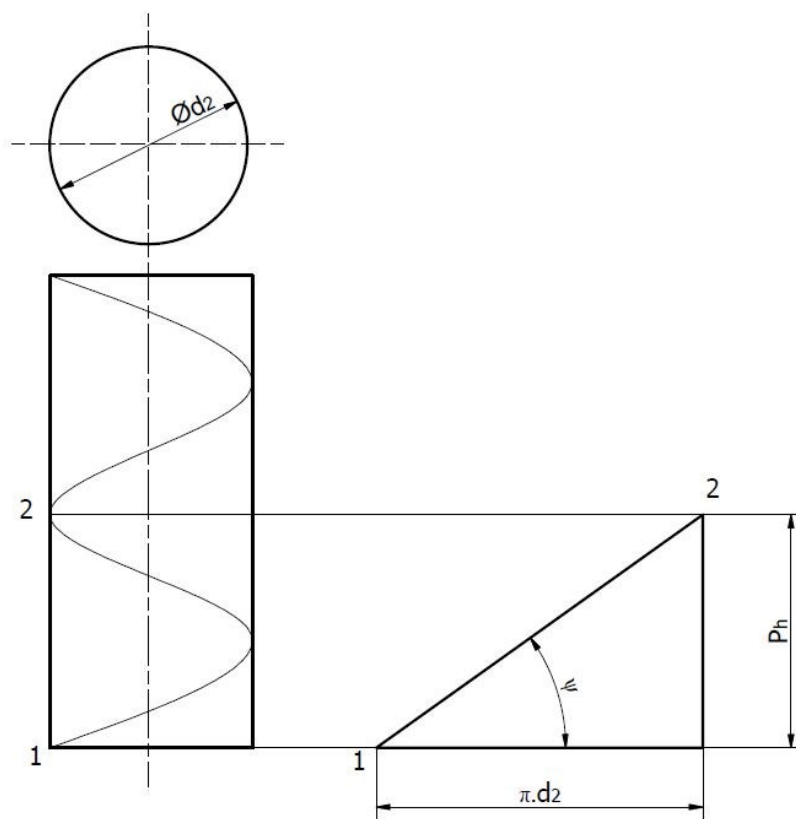
ψ_T [–] - součinitel těsnosti spojení

3.11 Bezpečnost šroubu

Postupným výpočtem jsme od silového rozboru, přes určení jednotlivých složek působících na spoj, výsledné síly, určení předpětí až po maximální sílu ve šroubu došli k samotnému určení bezpečnosti tohoto spoje. Pro stanovení bezpečnosti je rozhodující maximální síla ve šroubu. Tahová síla vytvoří napětí na ploše dané malým průměrem d_3 šroubu. Dále obvodová síla na závitu vytváří napětí v krutu. Výsledné redukované napětí se na závěr porovná (podělí) s mezí kluzu R_e . Poměr těchto dvou hodnot udává statickou bezpečnost šroubu.

Úhel stoupání závitu

Pro výpočet bezpečnosti šroubu je důležité znát přesné parametry šroubu a matice. Mezi tyto parametry patří také úhel stoupání závitu. Odvození vzorce pro výpočet vychází z geometrie profilu navinutého na šroubovici. Tato šroubovice vznikne navinutím pravoúhlého trojúhelníku na válec (obr. 3.15).



Obr. 3.15 - Stoupání závitu

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (3.40)$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} \right) = 2,48[^\circ]$$

kde:

ψ [°] - úhel stoupání

P_h [mm] - stoupání

d_2 [mm] - střední průměr závitu [2]

Redukovaný třecí úhel

Dalším parametrem závitu je redukovaný třecí úhel. Jeho velikost je závislá na součiniteli smykového tření. Velikost tohoto součinitele je $f_z = 0,19[-]$ - šroub bez povrchové úpravy, závity nemazány.

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f_z}{\cos \left(\frac{\alpha}{2} \right)} \quad (3.41)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f_z}{\cos \left(\frac{\alpha}{2} \right)} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,19}{\cos \left(\frac{60^\circ}{2} \right)} \right) = 12,37[^\circ]$$

kde:

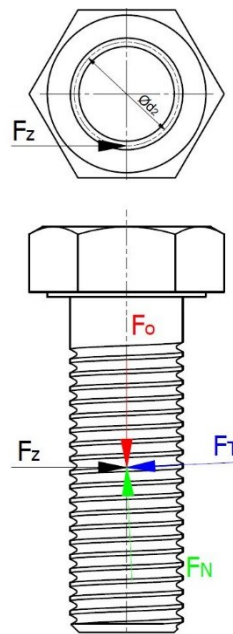
φ' [-] - redukovaný třecí úhel

f_z [-] - součinitel smykového tření na závitech [6]

α [°] - úhel profilu [2]

Následně je možné určit velikost obvodové síly (obr. 3.16) působící na středním průměru závitu:

$$F_z = F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 12426,9 \cdot \operatorname{tg}(2,48^\circ + 12,37^\circ) = 3294,9[N] \quad (3.42)$$



Obr. 3.16 - Síly působící na závit

Tato síla poslouží pro výpočet první složky napětí šroubu, a to napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{3294,9 \cdot \frac{18,376}{2}}{\frac{\pi \cdot 16,933^3}{16}} = 31,8 [MPa] \quad (3.43)$$

Druhou složkou působící na šroub je tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_S}{S_S} = \frac{F_S}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{13409,8}{\frac{\pi \cdot 16,933^2}{4}} = 59,6 [MPa] \quad (3.44)$$

Výsledné napětí je vyjádřeno napětím redukováným podle Guesta:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{59,6^2 + 4 \cdot 31,8^2} = 87,1 [MPa] \quad (3.45)$$

Bezpečnost šroubu je vyjádřena součinitelem statické bezpečnosti:

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{900}{87,1} = 10,3 [-] \quad (3.46)$$

kde:

R_e [MPa] - mez kluzu materiálu, šroub 10.9 $\Rightarrow R_e = 10.9 \cdot 10 = 900 [MPa]$

Hodnota statické bezpečnosti šroubu v porovnání s běžnými aplikacemi, u kterých se pohybuje od 1,5 do 2,5, se jeví podstatně vyšší a šroubové spojení by se dalo takto vyhodnotit jako předdimenzované. Do tohoto hodnocení je však nutné zahrnout fakt, že výpočet obsahuje různá zjednodušení, je počítáno pouze s předpokládanými vlivy, jedná se o těžké pracovní prostředí s vysokým znečištěním a především po dobu provozu zařízení odolává dynamickému namáhání. Z tohoto důvodu je možné uvažovat vyšší bezpečnost a spojení považovat za vyhovující. V návaznosti na toto vyhodnocení je pak důležitým parametrem pro správnou funkci šroubového spoje použití vhodného druhu pojištění. Jak bylo uvedeno na začátku práce, zařízení, respektive její část (pojezdová dráha) se potýkala s poruchou způsobenou uvolňováním šroubových spojů. V předcházejících výpočtech jsem ověřil správnost navržení tohoto spojení, tudíž důvodem poruch a uvolnění šroubových spojů je zanedbání a nedostatečné pojištění šroubového spojení.

Při montáži a výstavbě stroje byly použity pouze klasické podložky, následně při problémech a poruchovosti doplněny o provizorní variantu pojištění pomocí tzv. kontra matice. Následující kapitola navazuje na výpočet a je věnována přehledu možností pojištění, návrhu vhodného pojištění a závěrečné cenové rekapitulaci včetně doporučení ke koupi.

Pro úplnost je v příloze C stanovena dynamická bezpečnost šroubu.

4 Návrh pojištění šroubového spoje

V praxi existují různé možnosti, jak správně a účelně pojistit šroubové spojení. Při volbě druhu pojištění je důležité brát zřetel na druh namáhání šroubového spojení. Namáhání může způsobit uvolnění spojení, ztrátu předpětí až po úplnou nefunkčnost spoje. V mém řešeném případě, spojení nosníků pojezdové dráhy, na šroubové spojení kromě provozní síly působí další namáhání a vibrace způsobené pojezdem shazovacího vozu a dopravou zakládaného materiálu po dopravníkovém páse, které postupem času vyvolávají uvolnění šroubového spojení. Při popisu jednotlivých druhů pojištění budu přihlížet k možnostem využití přímo pro šroubové spojení na pojezdové dráze (v přehledu nebudou uvedeny všechny druhy pojištění jako např. drátové pojištění, matice pro jištění autokol a další). Na konci popisu každého pojištění je uvedena cena tohoto výrobku (pro přehlednost a možnost porovnání je vždy přepočtena na cenu za kus, jedná se o orientační cenu vč. DPH, která se může lišit podle materiálu, povrchové úpravy, výrobce). V příloze D je pro přehlednost v tabulce znázorněn výčet druhů pojištění a porovnání jejich výhod a nevýhod včetně ceny.

Rozdělení dle typu pojištění:

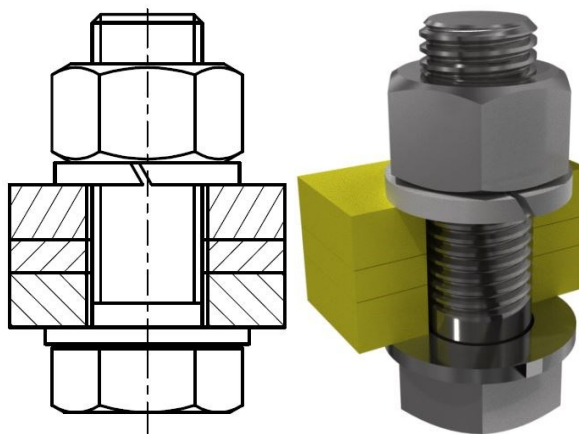
- silové
- tvarové
- materiálové
- chemické

4.1 Silové pojištění šroubu

Je takové pojištění, při kterém zvětšujeme tření mezi závitem šroubu a matice, nebo maticí (hlavou šroubu) a přírubou pomocí přidaného pojistného prvku šroubového spojení.

4.1.1 Pružná podložka „pérovka“

Tato podložka zvětšuje osovou sílu ve šroubu (následně také zvětšuje tření na závitech a pod maticí). V nezátíženém stavu má podložka tvar jednoho závitu (šroubovice) pružiny. Síla pružné síly (tuhosti) však není dostatečná a v mnoha aplikacích nedokáže pokrýt potřebný pokles předpětí.

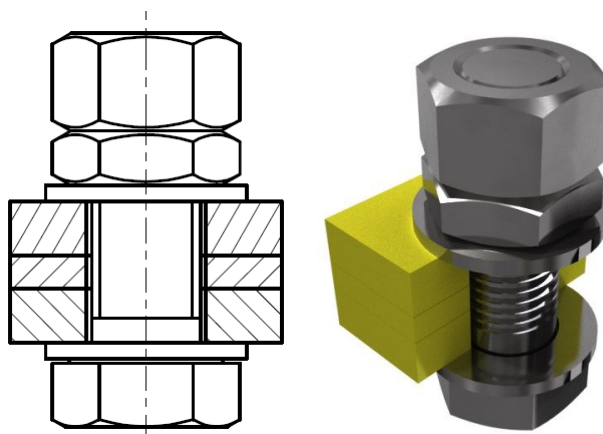


Obr. 4.1 - Pružná podložka

Cena za kus: 2,41 Kč [16]

4.1.2 Kontra matice

Druhým způsobem silového pojištění šroubového spoje je použití přítužné matice, častěji nazývané jako „kontra matice“. Princip tohoto pojištění spočívá v zvětšení osově síly přítužnou maticí (jedná se o nízkou matici) umístěnou blíže přírubě a na ní našroubovanou klasickou maticí. Horní matice je pak nosným prvkem spojení. Pro zvětšení tlaku v závitech se po dotažení spoje (nízká matice 80% předpětí, nosná matice 100% předpětí) pomocí dvou klíčů provede utažení matic proti sobě.

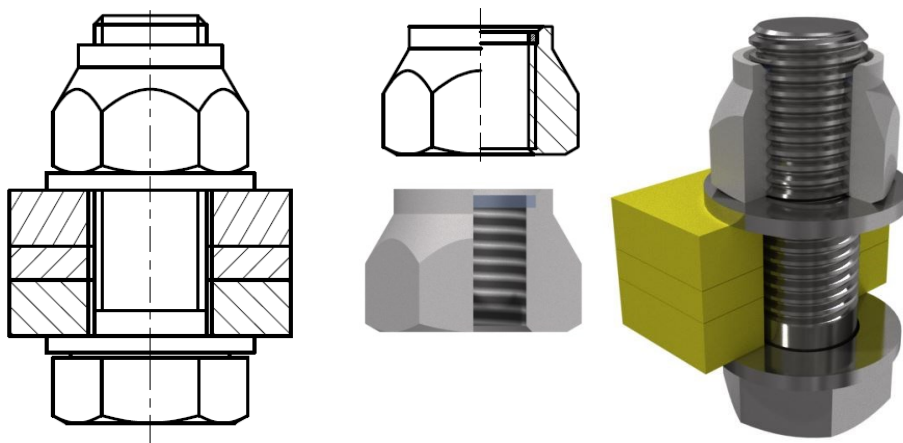


Obr. 4.2 - Kontra matice

Cena za kus (nízká matice): 12,68 Kč [15]

4.1.3 Samopojistná matice

Jedná se o speciální druh matice, která má v sobě zalisovaný pojistný kroužek (polyamid, silon, kov, atd.). Při montáži se kroužek deformuje a zařezává mezi závit šroubu. Tímto postupem je pak v závitech docíleno zvýšenému tření.



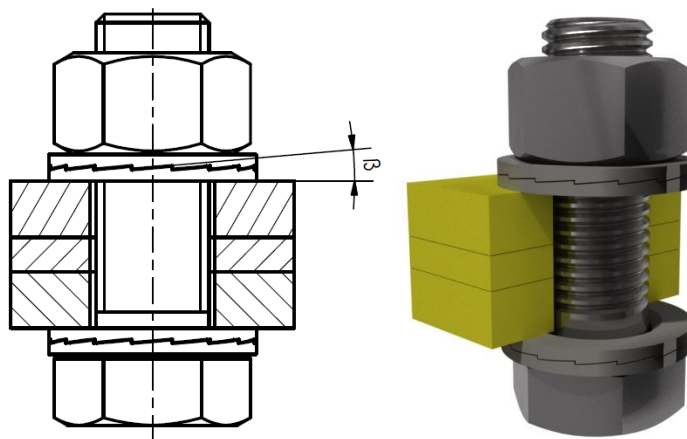
Obr. 4.3 - Samopojistná matice

Cena za kus: 7,8 Kč [17]

4.1.4 NORD LOCK

Pod názvem druhu pojištění NORD LOCK se ukrývá pár podložek, které využívají principu závěrného klínu. Na vnitřních stranách podložky je umístěn klín, na vnějších pak radiální zářezy, které zajišťují správnou funkci pojištění (vtlačením do styčných ploch zamezí pootočení mezi plochou podložky a hlavou šroubu či matice). Úhel klínu β na podložkách je větší, než úhel stoupání ψ na šroubu. Tudíž není možné, aby se šroub či matice pootáčely. Pokles síly předpětí je eliminován zasouváním a vysouváním klínů podložek. Tento druh pojištění je schopen odolávat extrémním vibracím a dynamickým rázům. Podložky se montují vždy v párech jak pod hlavu šroubu, tak pod matici. Pojištění využívá pouze napětí (síly) ve spoji, nikoli tření. Mazání spoje nemá vliv na pojištění. Jedinou nevýhodou těchto podložek je oproti jiným druhům pojištění vyšší cena. Alternativou jsou samojistné podložky HEICO- LOCK pracující na totožném principu.

Cena za pár (na jeden šroub dva páry): 23-85 Kč dle typu, značky a materiálu. Detailní ceníky viz příloha F.



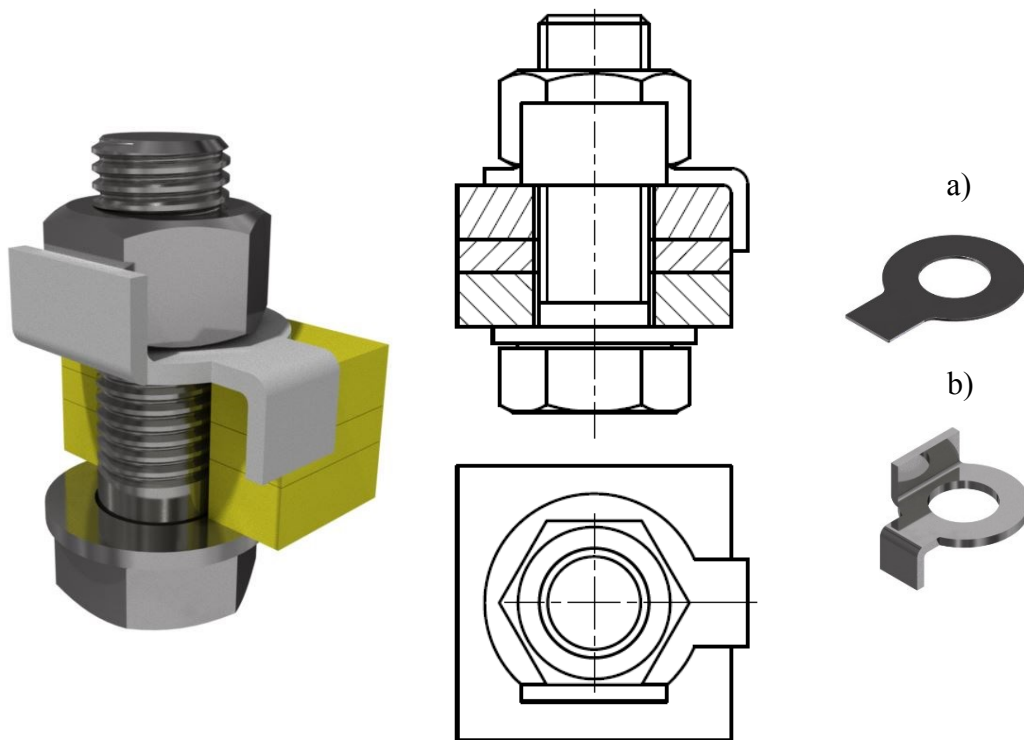
Obr. 4.4 - Nord- Lock podložka

4.2 Tvarové pojištění šroubů

Principem tvarového pojištění šroubů je zamezení uvolnění pomocí mechanického prvku, který brání šroubu a matici volnému pootočení.

4.2.1 Podložka s jazýčkem

Při montáži tohoto druhu závorového pojištění se pod matici nasadí podložka s jazýčkem. Po dotažení na předepsaný utahovací moment se jazýček podložky ohne přes hranu příruby a přečnávající část kruhové části podložky kolem matice (a). Tento druh pojištění je výhodný tam, kde je šroubové spojení umístěno blízko hrany příruby. Do tohoto druhu pojištění spadá také podložka s dvěma nosy (b). Rovněž se ohýbá kolem hrany příruby a kolem matice.



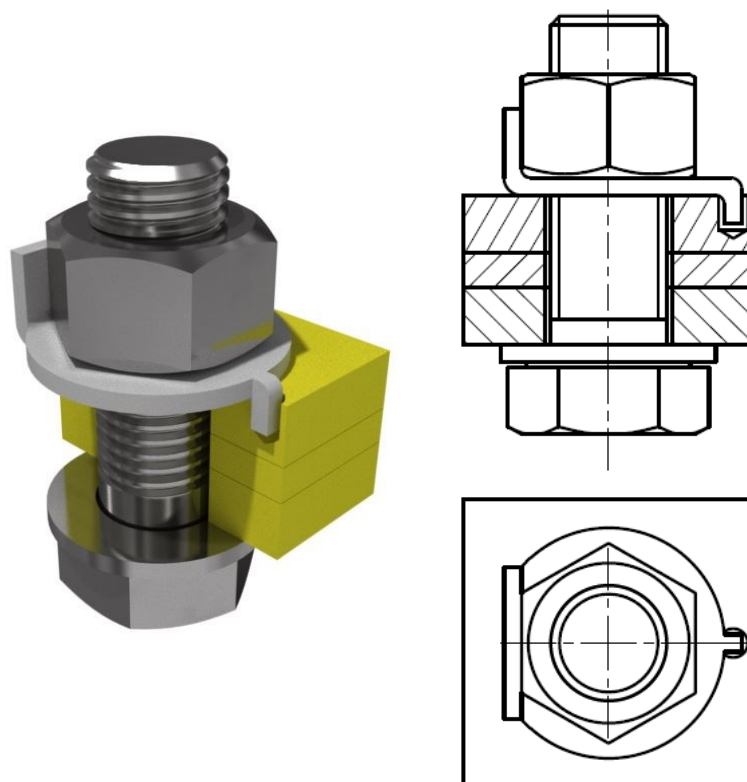
Obr. 4.5 - Podložka s jazýčkem

Cena za kus: a) 4,38 Kč [18]

b) 5,01 Kč [22]

4.2.2 Podložka s nosem

Princip tohoto pojištění je podobný jako u podložky s jazýčkem. Místo jazýčku je na podložce umístěný tzv. nos, který se namísto ohnutí přes hranu příruby nasadí do předem vyvrtané slepé díry a po dotažení spoje se přes hranu matice ohne část podložky. Tím se matici zamezí pootočení a s ním následný pokles předpětí. Existují různé varianty těchto podložek např. s vnějším nosem, s vnitřním nosem.

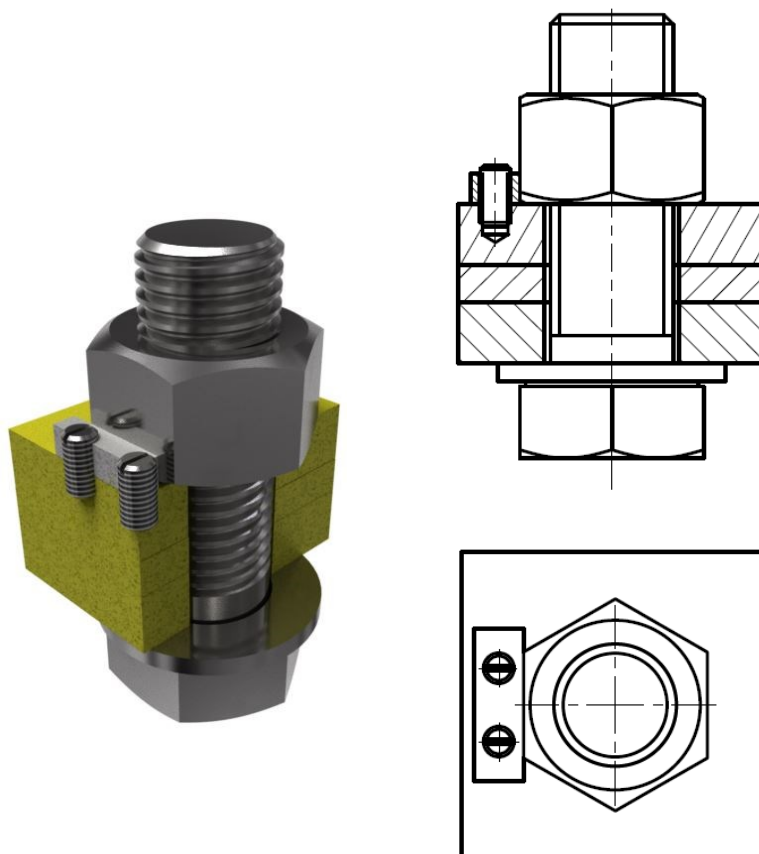


Obr. 4.6 - Podložka s nosem

Cena za kus: 13,49 Kč [21]

4.2.3 Příložka

Tento druh mechanického pojištění brání pootočení matice pomocí příložky dosedající k jedné hraně matice. Samotná příložka je k přírubě přichycena pomocí stavěcích šroubů. V přírubě a příložce tak musí být předem vyhotovené díry se závity odpovídající velikosti stavěcího šroubu. Z tohoto důvodu je pojištění pomocí příložky při větším počtu pojištěných šroubů montážně a časově náročné.

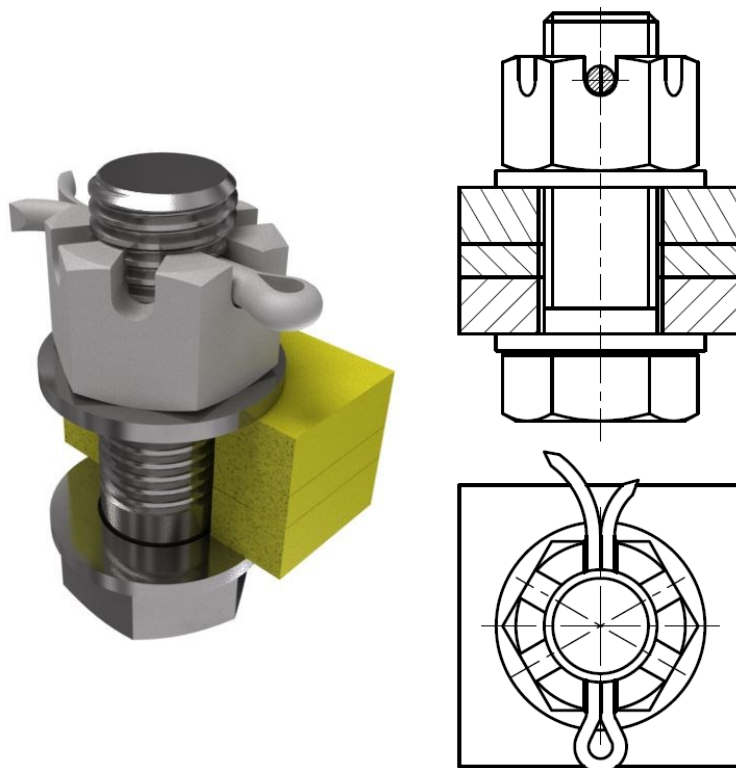


Obr. 4.7 - Příložka

Cena: tento druh pojištění nelze přímo koupit, není udán normou.

4.2.4 Korunová matice

Kombinace pojištění šroubových spojů pomocí korunové matice a závlačky je jednou z nejspolehlivějších variant. Speciálně upravená matice obsahuje na své vrchní části zarážky, které vytvářejí tzv. "korunku". Po utažení šroubu je skrz tyto zarážky a vyhotovenou díru ve šroubu provlečena závlačka, která se na konci ohne kolem matice. Tento postup následně zajistí spolehlivé jištění proti uvolnění.



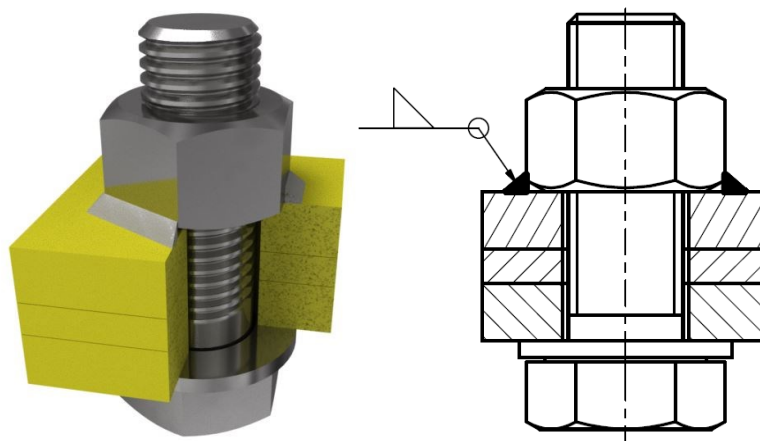
Obr. 4.8 - Korunová matice

Cena za kus:

- Matice: 16 Kč [20]
- Závlačka: 0,66 Kč [19]
- Celkově: 16,66 Kč

4.3 Materiálové pojištění šroubu

Jednou z možných variant pojištění šroubových spojů je také využití materiálového spojení (svar, pájení). Tato možnost má své výhody, kterými jsou spolehlivost spoje, nemožné uvolnění i při působení velkých vibrací a dynamickém zatěžování. Nevýhodou této varianty je však nerozebíratelnost spoje, což u mnoha druhů spojení není přípustné. Další nevýhodou takto pojištěného spoje je značný teplotní vliv během procesu svařování a vrubový účinek svarového spoje. Jednou z možností je také nanesení barevného nátěru na šroubový spoj.

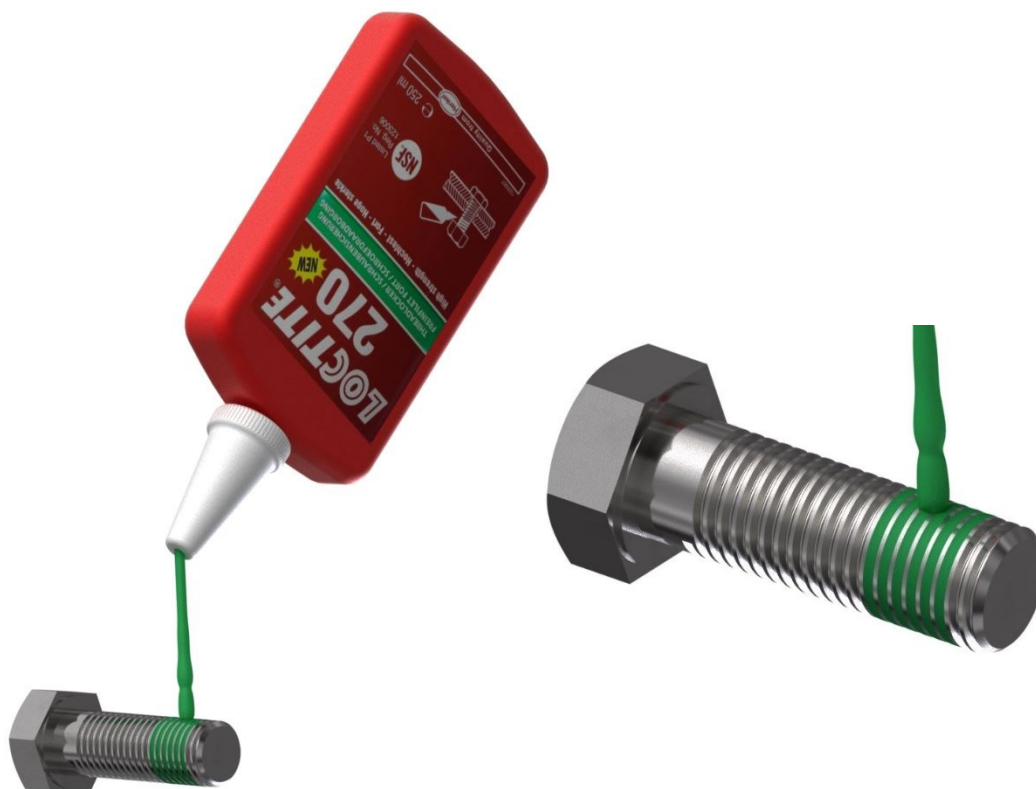


Obr. 4.9 - Materiálové pojištění (svar)

Cena: Dle použitého druhu spojení a metody.

4.4 Chemické pojištění

Poslední variantou způsobu pojištění šroubového spoje je využití chemického přípravku, a to lepidla LOCTITE 270. Toto lepidlo je určené pro upevňování a utěsňování vysoce zatížených spojů vibracemi a rázy. Přípravek v prostoru mezi závity vytvrzuje bez přístupu vzduchu a zvyšuje sílu potřebnou k uvolnění. Zároveň také chrání spoj proti korozi, odolává teplotním vlivům. Vhodný pro spojení, u kterých se předpokládá nerozebíratelnost.



Obr. 4.10 - Chemické pojištění

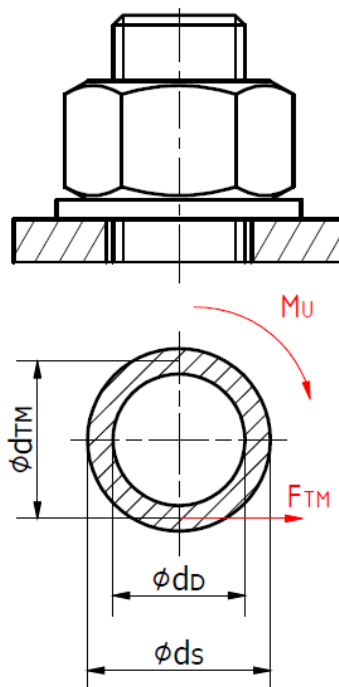
Cena za balení Loctite 270- 50 ml: 920 Kč (toto balení vystačí na cca 100 šroubů). [23]

4.5 Pojištění pojezdové dráhy

Pro pojištění šroubových spojů na pojezdové dráze navrhuji dvě varianty pojištění. Silové pojištění pomocí podložek NORD LOCK (HEICO- LOCK) je variantou první. Tento druh samojistných podložek splňuje všechny požadavky pro zajištění šroubových spojů pojezdové dráhy. Jediným záporným faktorem je tak pouze vyšší cena (při variantě nerezových podložek trojnásobně vyšší než ocelové). Druhou variantou je mechanické pojištění pomocí korunové matice a závlačky. Tato varianta rovněž splňuje všechny požadavky pro použití na pojezdové dráze. Cena korunové matice a závlačky (matice pozinkovaná, závlačka nerez) je nižší než samojistné podložky. Jedinou nevýhodou použití korunové matice v kombinaci se závlačkou je nutnost vyhotovení díry ve šroubu pro závlačku. Znázornění použitých variant pojištění viz příloha E.

5 Montáž

Pro správnou funkci spoje a vyvození potřebného předpětí je také nutné zajistit předepsané utažení šroubu. Výsledný utahovací moment se skládá se dvou složek a to třecího momentu na závitech a třecího momentu pod maticí.



Obr. 5.1 - Vznik tření pod maticí

Moment třecí v závitech:

$$M_{TZ} = F_z \cdot \frac{d_2}{2} = F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 12426,9 \cdot \operatorname{tg}(2,48^\circ + 12,37^\circ) \cdot \frac{18,376}{2} \quad (5.1)$$

$$M_{TZ} = 30282,1 [N \cdot mm]$$

Moment třecí pod maticí:

$$M_{TM} = F_{TM} \cdot \frac{d_{TM}}{2} = F_o \cdot f_M \cdot \frac{d_{TM}}{2} = F_o \cdot f_M \cdot \frac{d_D + d_S}{4} = 12426,9 \cdot 0,15 \cdot \frac{21 + 27,7}{4} \quad (5.2)$$

$$M_{TM} = 22694,6 [N \cdot mm]$$

Výsledný utahovací moment:

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = 30282,1 + 22694,6 = 52976,8 [N \cdot mm] \quad (5.3)$$

$$M_U = 53 [N \cdot m]$$

kde:

f_M [–] - součinitel smykového tření pod maticí [1]

6 Závěr

Jak jsem již popisoval v úvodu, hlavním důvodem volby této práce bylo řešení reálného problému z praxe. Na počátku řešení problému bakalářské práce bylo stěžejní pro její vývoj absolvování několika konzultací přímo na místě provozu zařízení. Po tuto dobu jsem sbíral informace a podklady pro vyhotovení, abych mohl své doposud nabyté teoretické znalosti využít při řešení reálné části zařízení. Práci jsem se snažil v úvodu svými úvahami směřovat k postupům potvrzující funkci zařízení. Dále jsem pro konkrétní šroubové spojení stanovil bezpečnost a zhodnotil správnost použité varianty. Výsledná bezpečnost šroubového spoje s ohledem na provozní podmínky je vyhovující, tudíž problémem poruchy na zařízení (uvolňování šroubových spojů) bylo nedostatečné pojištění spoje. Nejschůdnější variantou pro pojištění těchto šroubů se jeví korunová matice v kombinaci se závlačkou nebo silové pojištění pomocí podložek NORD LOCK. Obě tyto varianty jsou vhodné pro pojištění šroubových spojů zatížených dynamickými silami a vibracemi. Cíle své bakalářské práce stanovené na počátku jsem naplnil, včetně požadavků stanovených ze strany ArcelorMittal Ostrava a.s.

Pro druh části stroje, jako je pojezdová dráha zakladače, by bylo vhodnější variantou připojení nosníku ke konzoli použitím lícovaných šroubů nebo nýtů. Jak lícované šrouby, tak nýty přenášejí síly pomocí dotyku s přírubou. Jsou namáhány na střih a ve spoji není nutná třecí vazba. Dokážou tak lépe odolávat neočekávaným přídavným zatížením, které jsou pro zakladač typické. Navíc nýtový spoj je vlastnostmi své konstrukce samojistný. Nevýhodou je však u lícovaných šroubů náročná a nákladná montáž, u nýtu již samotné použití. Oproti dřívějším aplikacím jsou nýty využívány méně a to hlavně z důvodu jednodušší varianty - šroubového spoje.

7 Seznam příloh

Příloha A: Pevnostní analýza

Příloha B: Zařízení pojezdu shazovacího vozu

Příloha C: Výpočet dynamické bezpečnosti šroubu (MS Excel)

Příloha D: Zhodnocení variant pojištění

Příloha E: Výkresová dokumentace:

- Vv-210-3435
- BP-2015-BAY0020-1
- BP-2015-BAY0020-1.1
- BP-2015-BAY0020-1.2
- BP-2015-BAY0020-1.3

Příloha F: Ceník a cenové nabídky

Příloha G: Fotografie, 3D brýle

Příloha H: DVD:

- Bakalářská práce v PDF
- Přílohy
- Výpočty MS Excel
- Soubory Inventor Professional 2014
- Video rozpadu

8 Literatura

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [3] KLETEČKA, Jaroslav a Petr FOŘT. *Technické kreslení*. Vyd. 1. Brno: CP Books, 2005, 252 s. ISBN 80-251-0498-2.
- [4] PILGR, Milan. *Kovové konstrukce: výpočet jeřábové dráhy pro mostové jeřáby podle ČSN EN 1991-3 a ČSN EN 1993-6*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2012, 200 s. ISBN 978-80-7204-807-6.
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů: pro 2. ročník bakalářského studia*. Ostrava, 2015. Skripta- teorie+ projekty. VŠB TU- Ostrava.
- [7] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje*. Ostrava, 2013. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>. Vysokoškolská příručka. VŠB TU- Ostrava.
- [8] HAVLÍK, Jiří. *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Ostrava, 2007. Dostupné z: http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky_VaKSD.pdf. Skripta. VŠB TU- Ostrava.
- [9] VÝKRES. *Zakladač ZPH 1200.6: Vv-210-3435*. 1966.
- [10] Utahovací momenty šroubů. *BRIOL: spojovací materiály* [online]. 2013 [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: <http://www.briol.cz/utahovací-krouťicí-momenty>
- [11] Valivé tření. *conVERTER: Převody jednotek, fyzikální tabulky, životopisy fyziků a Nobelova cena* [online]. © 2002 [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [12] Součinitel smykového tření. *conVERTER: Převody jednotek, fyzikální tabulky, životopisy fyziků a Nobelova cena* [online]. © 2002 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>
- [13] Gravitační konstanta. *conVERTER: Převody jednotek, fyzikální tabulky, životopisy fyziků a Nobelova cena* [online]. © 2002 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/prevody/konstanty.htm>
- [14] Ocel: Modul pružnosti v tahu. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Ocel>
- [15] Matice nízká DIN 439B/A2 M20. *Nerezka: Spojovací materiál nerez* [online]. [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.nerezka.cz/matice-m-20-din-439b-a2/d-71535/>
- [16] Podložka M20 DIN 127B. *Killich: Spojovací materiály* [online]. [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: <http://eshop.killich.cz/podlozka-21-a2-nerez-perova-obdelnikova-din-127b-17410920>
- [17] Matice šestihranná samojistná DIN 982. *MEKR'S: Spojovací materiál a kotevní technika* [online]. © 2015 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: <http://eshop.mekrs.cz/mat.samojist.vysoka-8-zb-m20>

- [18] Podložka s jazýčkem DIN 93/A2. *Nerezka: Spojovací materiál nerez* [online]. [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.nerezka.cz/podlozka-21-din-93-a2/d-70907/>
- [19] Závlačka 4x 40 Zn ČSN 02 1781. *Obchod pro řemesla* [online]. ©2013 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: <http://www.obchodproremesla.cz/zavlacka-4-40-zn-csn-02-1781-p5838/>
- [20] Korunová matice M20 ZN ČSN 02 1411. *Obchod pro řemesla* [online]. ©2013 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: <http://www.obchodproremesla.cz/korunova-matice-m20-zn-csn-02-1411-p3940/>
- [21] Podložka s nosem 21 DIN 432/A2. *Nerezka: Spojovací materiály nerez* [online]. [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: <http://www.nerezka.cz/podlozka-21-din-432-a2/d-71458/>
- [22] Podložka s dvěma nosy DIN 463/A2. *Nerezka: Spojovací materiál nerez* [online]. [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.nerezka.cz/pojistny-plech-21-din-463-a2/d-71702/>
- [23] Loctite 270. *LOCTITE & Teroson: Průmyslová lepidla, tmely a těsnění* [online]. © 2015 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.loctite.as/loctite-270-50-ml-zajistovac-sroubu-vp/>